

3100097009835

Amatani
2522
S

TUGAS AKHIR

NE 1701

ANALISA PENGARUH PENGGUNAAN NATURAL GAS DIBANDINGKAN DENGAN RESIDUAL OIL TERHADAP EFISIENSI BOILER



RSke

623.872 2

Rud

a-1

1996

Oleh :

RUDI NURAKHMAN P.

NRP : 4914200305

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996**

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	16 SEP 1996
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	6499

ANALISA PENGARUH PENGGUNAAN NATURAL GAS DIBANDINGKAN DENGAN RESIDUAL OIL TERHADAP EFISIENSI BOILER

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk memenuhi persyaratan menyelesaikan Studi Strata Satu dan
memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing



**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1996**



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : Rudi Nurakhman P.
Nomor Pokok : 4914200305
Tanggal diberikan tugas : 12 Februari 1996
Tanggal selesai tugas :

JUDUL KARYA TULIS :

ANALISA PENGARUH PENGGUNAAN NATURAL GAS DIBANDINGKAN
DENGAN MINYAK RESIDU TERHADAP EFISIENSI BOILER

Dosen Pembimbing,

Ir. Asianto
NIP : 131 128 952

Mahasiswa

Rudi Nurakhman P.
Ir. Moch. Orianto, BSE, MSc
NIP : 130 786 955

Surabaya,
Ketua Jurusan



1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs

KATA PENGANTAR

Duta Jasa

5. Bapak dosen yang telah memberikan bimbingan selama perkuliahan
6. Seluruh staff dan karyawan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS
7. Kepala Perpustakaan ITS beserta seluruh staff
8. Orang Tua dan saudara-saudaraku yang telah memberikan sumbangan moril maupun spirituial
9. Verdy Fachrudin, Dian Kristiono W., Bastiyar Cahyono, Didi Kurniadi dan semua rekan-rekan yang telah membantu dalam penulisan Tugas Akhir ini
Penyusun menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan yang perlu disempurnakan. Untuk itu penyusun mengharapkan saran dan kritik dari pembaca demi tercapainya kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Pada akhirnya penyusun berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi para pembaca demi berkembangnya ilmu pengetahuan dan teknologi.

Surabaya, Agustus 1996

Penyusun

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan segala rahmat, berkah, dan hidayahnya, sehingga penyusun dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul :

***"ANALISA PENGARUH PENGGUNAAN NATURAL GAS
DIBANDINGKAN DENGAN MINYAK RESIDU TERHADAP EFISIENSI
BOILER ".***

Adapun Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi untuk memperoleh gelar sarjana pada bidang Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dengan selesainya Tugas Akhir ini sebelumnya penyusun mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ir. M. Orianto, BSE, MSc, selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS.
2. Ir. Asianto, selaku dosen pembimbing yang dengan perhatiannya meluangkan waktu dan membimbing hingga tugas akhir ini selesai.
3. DR. Ir. Masroeri, MSc, selaku koordinator Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS.
4. Ir. Soewarno, selaku pembimbing lapangan, yang telah banyak membantu dalam penyediaan fasilitas dan data-data yang diperlukan sebagai pendukung kelancaran penyusunan Tugas Akhir.

ABSTRAKSI

Duta Jasa

ABSTRAK

Boiler (ketel uap) adalah pesawat konversi energi yang mengkonversikan energi kimia (potensial) dari bahan bakar menjadi panas.

Panas yang dihasilkan akan mengalir melalui pipa-pipa penukar panas yang di dalamnya berisi air umpan (feed water). Dengan pemanasan tersebut akan terjadi kenaikan temperatur air umpan sehingga menjadi uap.

Besarnya efisiensi perpindahan panas tergantung dari bahan bakar, bahan bakar yang menjadi tinjauan di sini adalah natural gas dan minyak residu, yang digunakan oleh boiler. Efisiensi thermis sangat dipengaruhi sekali oleh produk hasil pembakaran yang mempunyai kandungan unsur atau produk pembakaran yang berlainan untuk masing-masing bahan bakar dimana produk pembakaran tersebut mempengaruhi proses perpindahan panas. Bahan bakar gas bila dilihat dari faktor pengotoran adalah lebih baik bila dibandingkan dengan minyak residu, tetapi untuk mendapatkan hasil akhir dari efisiensi thermis harus juga melihat proses secara keseluruhan, baik proses pembakaran, proses perpindahan panas maupun timbulnya kehilangan panas selama proses.

Dari hasil analisa proses pembakaran dan perpindahan panas untuk masing-masing bahan bakar, dapat dilihat faktor-faktor yang berpengaruh terhadap nilai dari efisiensi thermis yang dihasilkan oleh sistem (boiler) yang digunakan.

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI :

Lembar pengesahan	i
Kata pengantar	ii
Abstraksi	iv
Daftar isi	v
Daftar notasi	viii
Daftar gambar	xi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Umum.....	I. 1
1.2. Latar belakang dan permasalahan.....	I. 2
1.3. Tujuan.....	I. 2
1.4. Batasan masalah.....	I. 3
1.5. Metodologi penulisan.....	I. 3
BAB II DASAR TEORI.....	
2.1. Penjelasan dasar tentang boiler.....	II. 5
2.1.1. Boiler pipa api.....	II. 5
2.1.2. Boiler pipa air.....	II. 6
2.2. Bidang pemanas.....	II. 7
2.2.1. Bidang pemanas primer.....	II. 7
2.2.2. Bidang pemanas sekunder.....	II. 10
2.3. Konsep dan hukum dasar pembakaran.....	II. 13
2.3.1. Konsep mol.....	II. 13
2.3.2. Hukum dasar.....	II. 14
2.4. Persamaan kimia proses pembakaran.....	II. 17
2.5. Nilai kalor bahan bakar.....	II. 19

2.6.	Perpindahan panas radiasi dan konveksi.....	II. 19
BAB	III. PEMBAHASAN MASALAH DAN ANALISA	
3.1.	Analisa gas asap.....	III. 1
3.1.1.	Perhitungan berat gas asap untuk residual oil.....	III. 1
3.1.1.1.	Reaksi pembakaran.....	III. 1
3.1.1.2.	Kebutuhan udara pembakaran.....	III. 2
3.1.1.3.	Analisa produk pembakaran.....	III. 3
3.1.2.	Perhitungan berat gas asap untuk natural gas.....	III. 4
3.1.2.1.	Reaksi pembakaran.....	III. 4
3.1.2.2.	Kebutuhan udara pembakaran.....	III. 5
3.1.2.3.	Analisa produk pembakaran.....	III. 5
3.2.	Perhitungan nilai kalor bahan bakar.....	III. 7
3.2.1.	Residual oil.....	III. 7
3.2.2.	Natural gas.....	III. 7
3.3.	Perhitungan koefisien perpindahan panas.....	III. 9
3.3.1.	Residual oil.....	III. 9
3.3.1.1.	Ekonomiser.....	III. 9
3.3.1.2.	Reheater.....	III. 14
3.3.1.3.	Superheater.....	III. 18
3.3.2.	Natural gas.....	III. 32
3.3.2.1.	Ekonomiser.....	III. 32
3.3.2.2.	Reheater.....	III. 37
3.3.2.3.	Superheater.....	III. 41
3.4.	Koefisien perpindahan panas total.....	III. 55
3.5.	Kesetimbangan energi.....	III. 57
3.5.1.	Perhitungan panas terpakai.....	III. 57
3.5.2.	Analisa kehilangan panas	III. 60
3.5.3.	Kesetimbangan panas.....	III. 70

3.6	Analisa.....	III. 72
BAB	IV.	KESIMPULAN.....
		IV. 1

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN A (Grafik dan tabel)

LAMPIRAN B (Data sistem)

LAMPIRAN C (Program perhitungan dan hasil)

DAFTAR NOTASI

DAFTAR NOTASI

HV	= Nilai kalor bahan bakar
m	= Jumlah mol
T ₁	= Temperatur gas masuk ke susunan pipa.
T ₂	= Temperatur gas keluar dari susunan pipa
t ₁	= Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa
t ₂	= Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa
n	= Juml.baris
D ₀	= Diameter luar pipa
L _s	= Jarak rata-rata transversal antar pipa
L _b	= Jarak rata-rata longitudinal antar pipa
U _{rg}	= Radiation conductance
U' _r	= Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)
Δ T _m	= Beda temperatur rata-rata logaritmik
T _s	= Temperatur rata-rata uap.
K	= Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L
Pr	= Tekanan parsial CO ₂ dan H ₂ O, merupakan unsur-unsur utama radiasi

L	= Mean radiating length
Fs	= Faktor koreksi radiasi antar pipa
Sb	= Total luasan pipa.
Sp	= Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.
pp	= Panjang pipa
Ucg	= Convection conductance
U'c	= Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)
Gg	= Laju aliran gas per satuan luas (kg/jam.ft ²)
Wg	= laju aliran gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)
Fc	= Kebutuhan bahan bakar
Wdg	= Berat gas hasil pembakaran
Ag	= Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m ²)
p	= Panjang saluran
l	= Lebar saluran
Tf	= Temperatur film gas
Fpp	= Pengaruh temperatur film (Tf) pada faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf
Fa	= Faktor susunan pipa
Ne	= Reynold number
U _T	= Koefisien perpindahan panas total.
U _g	= Koefisien perpindahan panas gas (radiasi + konveksi)

R_f	= Hambatan perpindahan panas (fouling resistance)
A	= Luasan permukaan perpindahan panas
η_B	= Efisiensi boiler
c_p	= Panas spesifik dari flue gas KJ/kg
T_{go}	= Temperatur udara (gas) keluar °C
T_{gi}	= Temperatur udara masuk °C
h_s	= Enthalpi uap pada kondisi (T_{go}) suhu gas keluar °C
h_w	= Enthalpi air pada kondisi (T_{gi}) suhu udara masuk °C
N_2	= Berat molekul N_2
$(N_2)_w$	= Berat produk N_2 per kg gas asap (%)
C	= Berat molekul C
$(CO)_w$	= Berat produk CO per kg gas asap (%)
$(CO_2)_w$	= Berat produk CO_2 per kg gas asap (%)
C_{bb}	= Berat C per kg bahan bakar
$(S)_w$	= Berat produk S per kg gas asap (%)
N_{bb}	= Berat N per kg bahan bakar
T_{db}	= Dry bulb temperature
T_{wb}	= Wet bulb temperature
ϕ	= Relative Humidity
W_a	= Water content
$(HL)_n$	= Persantase kehilangan panas

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Boiler pipa api

Gambar 2.2. Sirkulasi air umpan sederhana

Gambar 2.3. Superheater

Gambar 2.4. Ekonomiser

Gambar 2.5. Pemanas udara regeneratif

Gambar 2.6. Pemanas udara rekuperatif

Gambar 2.7. Basic radiation conductance (U'_{r}), sebagai fungsi dari LMTD
(ΔT_m) dan Temperatur rata-rata uap (T_s)

Gambar 2.8. Tekanan parsial unsur-unsur yang menimbulkan radiasi (H_2O dan
 CO_2)

Gambar 2.9. Mean radiation length (L)

Gambar 2.10. Pengaruh jenis bahan bakar sebagai fungsi dari Pr.L terhadap
perpindahan panas radiasi

Gambar 2.11. Pengaruh temperatur film gas (T_f) terhadap sifat-sifat fisik (Fpp)

Gambar 2.12. Nilai K_{re} sebagai fungsi untuk menentukan besarnya nilai Reynold
Number (Ne)

Gambar 2.13. Pengaruh Reynold Number dan jarak antar pipa terhadap faktor
koreksi susunan pipa (Fa)

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Umum

Proses pembakaran dalam (dapur) boiler terjadi dikarenakan adanya tiga faktor, yaitu :

- Bahan bakar
- Oksigen dalam udara
- Suhu untuk memulai pembakaran

Bahan bakar dikategorikan menjadi tiga bagian, yaitu :

- Bahan bakar padat (*solid fuel*)
- Bahan bakar cair (*liquid fuel*)
- Bahan bakar gas (*gaseous fuel*)

Dalam proses pembakaran ketiga jenis bahan bakar tersebut mempunyai sifat, karakteristik maupun komposisi (kandungan) kimia yang berbeda, sehingga dari perbedaan-perbedaan tersebut masing-masing bahan bakar mempunyai keuntungan dan kerugian masing-masing yang berbeda pula, bila digunakan untuk proses pembakaran (*combustion process*).

Dengan adanya hal tersebut di atas maka dibutuhkan analisa yang memadai untuk penggunaan suatu jenis bahan bakar, sehingga didapatkan hasil yang optimum sesuai dengan kondisi yang dibutuhkan.

1.2. Latar belakang dan permasalahan

Seperti telah disebutkan di atas bahwa pemilihan bahan bakar harus didasarkan oleh pertimbangan berbagai faktor, seperti faktor teknis dan faktor ekonomis.

Dari beberapa literatur disebutkan bahwa pemakaian bahan bakar gas alam (*natural gas*) mempunyai efisiensi yang lebih kecil, kira-kira sekitar 2 - 3 %, dibandingkan dengan pemakaian bahan bakar minyak (*fuel oil*).

(Ken't Mechanical Engineer Handbook)

Sementara itu bila kita teliti kandungan (komposisi) kimia dari bahan bakar tersebut diketahui bahwa dari hasil produk pembakaran natural gas mempunyai faktor pengotoran (fouling), yang akan mempengaruhi permukaan pindah panas, yang lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar minyak.

(Babcock & Wilcox Co., Steam : Its Generation and Use)

Dari hal-hal tersebut di atas maka sangatlah penting untuk melakukan analisa berbagai sifat fisik serta pengaruhnya terhadap unjuk kerja (*performance*) dari boiler untuk mendapatkan penyelesaian dari pernyataan di atas.

1.3. Tujuan

Penggunaan Natural gas ataupun minyak residu akan menimbulkan beberapa perbedaan yang terjadi selama proses pembakaran, proses perpindahan panas, produk pembakaran dan lain-lainnya.

Dengan menganalisa masing-masing karakteristik bahan bakar tersebut diharapkan akan didapatkan dan diketahui hal-hal yang dapat mempengaruhi unjuk

kerja boiler, misalnya terjadinya kerugian-kerugian (kehilangan panas) selama proses berlangsung maupun pada saat proses perpindahan panas, yang diakibatkan oleh penggunaan dari masing-masing bahan bakar tersebut.

Sehingga dari analisa tersebut diharapkan dapat diketahui faktor-faktor apa saja yang dapat mempengaruhi besarnya efisiensi thermis dari boiler dengan menggunakan masing-masing bahan bakar tersebut.

1.4. Batasan permasalahan.

Pada penulisan karya tulis ini dibuat beberapa batasan permasalahan adalah sebagai berikut :

1. Hanya meninjau bagaimana pengaruh penggunaan bahan bakar gas (natural gas) dan bahan bakar minyak (minyak residu) dilihat dari karakteristik bahan bakar tersebut, seperti yang telah disebutkan sebelumnya, terhadap proses pembakaran dan proses perpindahan panas serta analisa terjadinya kehilangan panas (kerugian-kerugian) saat proses perpindahan panas.
2. Tidak membahas masalah modifikasi peralatan pada sistem (boiler) akibat penggunaan bahan bakar yang berbeda.

1.5. Metodologi penulisan

Untuk menyelesaikan penulisan karya tulis ini yang pertama dilakukan adalah :

1. Mengadakan peninjauan di lapangan untuk mendapatkan data-data yang dibutuhkan.

2. Data-data yang didapatkan dianalisa sesuai dengan literatur yang berhubungan dengan masalah tersebut.
3. Perhitungan yang digunakan dilakukan baik dengan manual ataupun dengan bantuan komputer agar didapat perhitungan yang akurat.

BAB II

DASAR TEORI

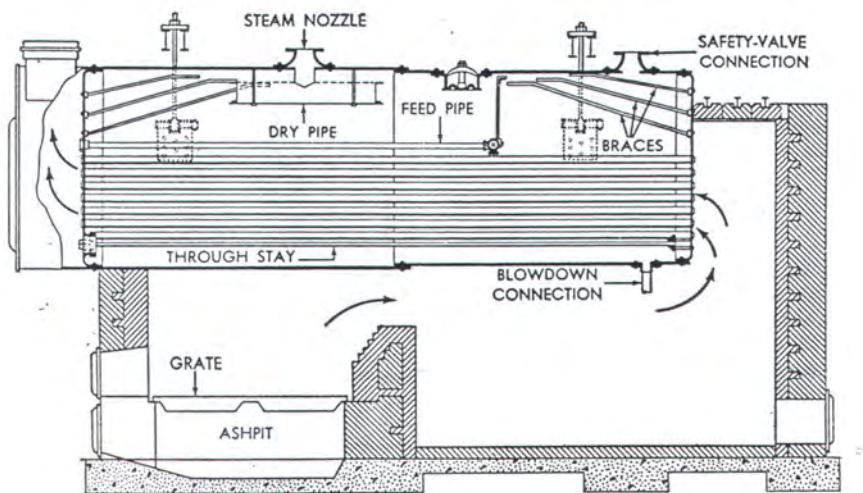
BAB II

DASAR TEORI

2.1. BOILER

2.1.1. Boiler pipa api

Pada dasarnya boiler pipa api terdiri dari sebuah bejana bertekanan berisi air dan mempunyai sejumlah pipa didalamnya yang merupakan laluan bagi gas panas, dan energi panas dipindahkan dari gas panas tersebut ke air dalam bejana tersebut. Sistem pada boiler pipa api ini, air ditempatkan pada sisi luar pipa.



Gambar 2.1. Boiler pipa api

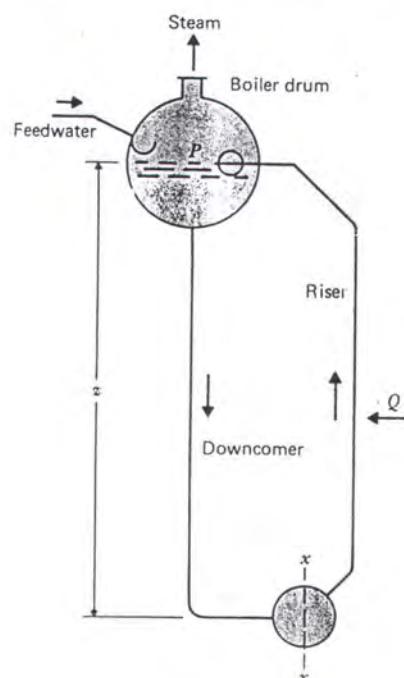
Masalah yang dapat timbul dengan penggunaan boiler jenis ini adalah bila terjadi kebocoran pada pipa, maka air akan masuk menuju ruang pembakaran yang panas dan mengakibatkan sejumlah besar uap masuk ke dalam dapur.

2.1.2. Boiler pipa air

Pada boiler yang termasuk jenis ini berkebalikan dengan sistem boiler pipa api, air umpan (*feed water*) mengalir di dalam pipa-pipa, sedangkan pemanasan terjadi akibat adanya gas panas hasil pembakaran bahan bakar yang terjadi di dapur (*furnace*), yang melalui pipa-pipa tersebut.

Boiler pipa air ini didesain untuk bekerja pada tekanan uap yang tinggi, yang tersusun dari bejana-bejana air dan uap yang berbentuk selinder yang mempunyai garis tengah kecil dan pipa-pipa yang kecil pula. Karena hal tersebut maka pada boiler jenis ini akan terjadi proses perpindahan panas yang cepat dan jika sirkulasi air umpan baik maka produksi uap akan menjadi cepat pula.

Pola sirkulasi air umpan pada boiler pipa air secara sederhana diterangkan dengan gambar sebagai berikut :



Gambar 2.2. Sirkulasi air umpan sederhana

Sirkulasi alami dari boiler untuk mendapatkan sirkulasi air yang melalui elemen evaporasi tergantung dari perbedaan density fluidanya.

Analisa proses sirkulasi pada boiler sangat kompleks sehingga untuk mendapatkan penjelasan tentang sirkulasi air pada boiler maka diambil sirkulasi air yang sederhana dengan menggunakan sistem sirkulasi *single tube* seperti pada gambar di atas.

Sirkulasi air berasal dari *steam drum*, dimana terjadi proses pemisahan dan pengeluaran antara uap air dengan air, air turun melalui *down comer* ke arah *lower drum (mud drum)*.

Umumnya proses perpindahan panas terjadi sebagian besar pada *riser* dimana proses pemanasan menimbulkan terbentuknya uap. Energi yang diserap permukaan *riser* diteruskan melalui dinding ke air, sehingga di dalam *tube* akan timbul campuran uap dan air.

Di dalam *riser* mengalir campuran uap dan air yang mempunyai berat jenis lebih rendah dari air yang dimasukan ke dalam sistem sirkulasi pada *steam drum*. Air umpan yang dingin karena berat jenisnya lebih besar akan mengalir ke bawah, ke arah *mud drum* melalui *down comer*, kemudian akan mendesak air yang sebelumnya telah ada menuju *riser*, uap yang terjadi akan dipisahkan pada *steam drum*.

2.2. Bidang pemanas (*heating surface*)

Bagian pengantar panas sebuah boiler, terdiri dari :

- Alat penguap (*evaporator*)
- Pemanas lanjut (*super heater*)
- Pemanas ulang (*reheater*)
- Pemanas udara (*air heater*)
- Ekonomiser (*economizer*)

2.2.1. Bidang pemanas primer

Bidang pemanas primer pada boiler terdiri dari bagian :

- Evaporator
- Super heater
- Reheater

a. Evaporator

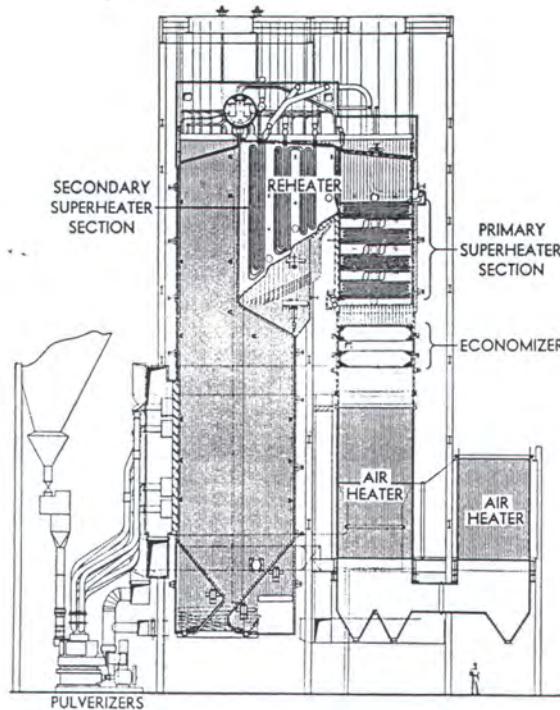
Evaporator biasanya diletakan pada bagian terpanas dari daerah pembakaran. Pada boiler pipa air, evaporator terdiri dari :

- Dinding (pipa) air (*water wall*)
- Lantai (pipa) air (*water floor*)
- Tabir (pipa) air (*water screen*)

b. Superheater

Superheater adalah bidang pemanas dimana panas dipindahkan ke uap jenuh (uap saturasi) untuk menaikkan temperaturnya sehingga energi potensial yang dikandung akan semakin besar.

Permukaan superheater adalah permukaan dimana pada sisi dalam pipa terdapat uap air dan pada sisi luar pipa adalah gas panas hasil pembakaran.



Gambar 2.3. Superheater

c. Reheater

Superheater dan reheater mempunyai fungsi yang hampir sama yaitu menaikkan temperatur uap air, hanya pada reheater uap air yang dipanaskan kembali adalah berasal dari uap air yang telah digunakan oleh turbin. Sedangkan superheater uap air yang dihasilkan berasal dari proses pada boiler tersebut.

Penggunaan reheater mempunyai beberapa keuntungan dan kerugian, diantaranya :

Kerugiannya :

- Investasi awal membesar
- Sistem perpipaan bertambah rumit

Keuntungan yang dapat diperoleh :

- Efisiensi thermal meningkat
- Tenaga boiler feed pump dapat diperkecil sekitar 15 - 18 %

2.2.2. Bidang pemanas sekunder.

Bidang pemanas sekunder memperoleh panas dari gas asap (*flue gas*) setelah gas tersebut menyerahkan sebagian panasnya pada bidang pemanas primer.

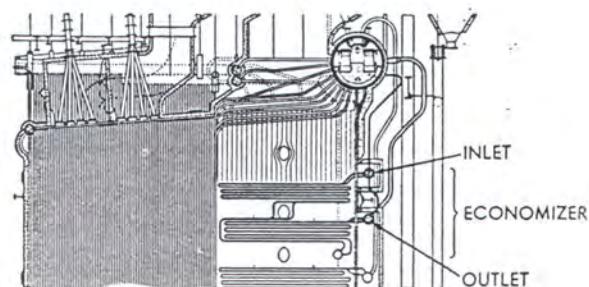
Jenis bidang pemanas sekunder pada boiler terdiri dari bagian :

- Ekonomiser (*Economizer*)
- Pemanas udara (*Air heater*)

a. Ekonomiser

Ekonomiser merupakan sejenis alat penukar panas aliran silang yang berfungsi untuk memindahkan panas dari gas asap ke air pengisian (feed water) boiler. Diperkirakan bahwa dari penyerapan panas di ekonomiser, kenaikan suhu sekitar $6 - 7^{\circ}\text{C}$ akan menaikkan efisiensi boiler sekitar 1 %.*

Suhu gas buang yang meninggalkan ekonomiser tidak boleh kurang dari 80°C yaitu suhu diatas temperatur titik embun gas karena akan mengakibatkan kondensasi pada saluran gas buang yang dingin dimana air yang terbentuk akibat kondensasi tersebut mempunyai sifat yang asam dan korosif karena mengandung SO_2 dan SO_3 .†



Gambar 2.4. Ekonomiser

b. Pemanas udara

Pemanas udara akan menyerap panas dari gas asap (*flue gas*) untuk memanaskan udara pembakaran.

* Pesawat-Pesawat Konversi Energi I (ketel Uap), Syamsir A. Muin, 1988

† Pesawat-Pesawat Konversi Energi I (ketel Uap), Syamsir A. Muin. 1988

Gas sisa hasil pembakaran yang keluar melalui cerobong biasanya masih mempunyai suhu yang relatif tinggi, dilain hal udara yang dibutuhkankan untuk proses pembakaran masih bertemperatur rendah karena diambil langsung dari atmosfer sekelilingnya.

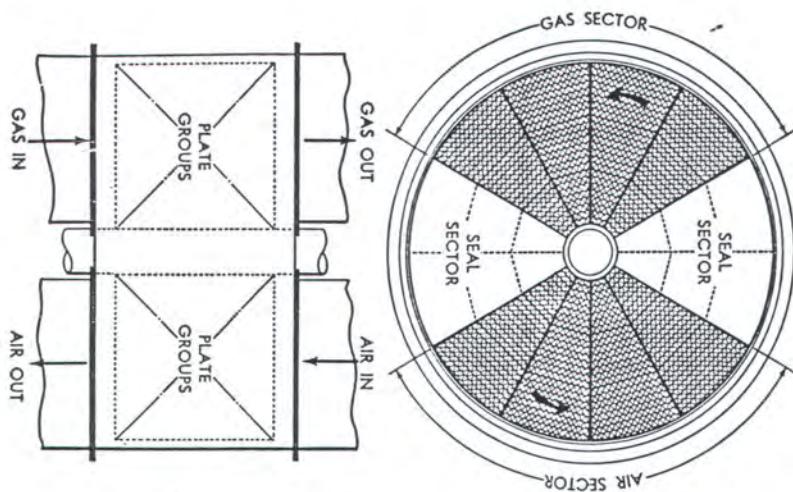
Sebelum bercampur dengan bahan bakar pada saat pembakaran, udara harus mencapai temperatur ruang bakar terlebih dahulu, karena itu jika udara tersebut dilakukan pemanasan awal sebelum masuk ke dalam ruang bakar akan didapat penghematan bahan bakar.

Diharapkan dengan penggunaan pemanas udara ini energi yang terbuang dapat ditekan seminimum mungkin sehingga efisiensi dapat diperbesar.

Ada dua jenis pemanas udara, yaitu :

- Pemanas udara regeneratif

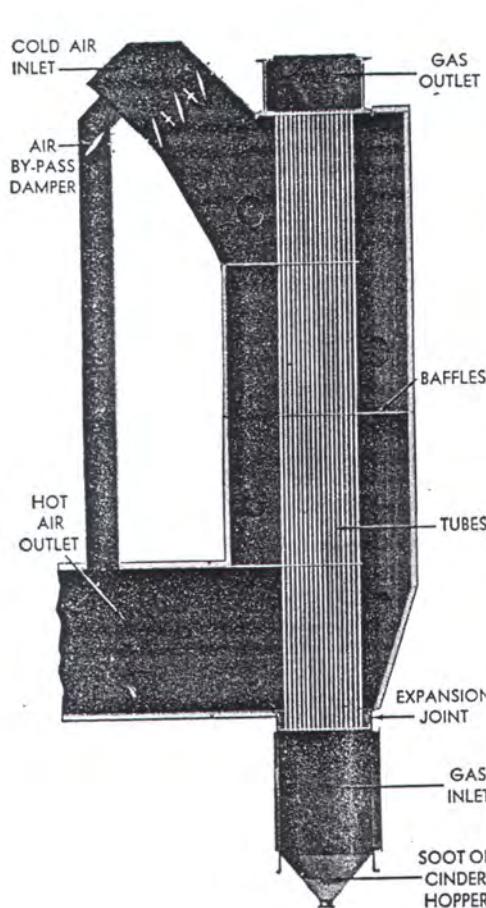
Pemanas ini menggunakan sebuah susunan rotor besar yang hampir setengah elemennya dipasang dalam saluran gas buang.



Gambar 2.5. Pemanas udara regeneratif

- Pemanas udara rekuperatif

Pemanas rekuperatif adalah penukar panas jenis plat atau tubular yang bekerja sebagai sebuah unit arus yang berlawanan arah ataupun aliran silang.



Gambar 2.6. Pemanas udara rekuperatif

2.3. Konsep dan hukum dasar proses pembakaran

2.3.1. Konsep mol

Massa 1 gram suatu zat yang sama dengan massa molal (massa atom) nya, disebut satu grammol dari zat tersebut atau biasanya hanya ditulis satu mol.

Sebagai contoh adalah untuk unsur karbon (C) mempunyai massa atom 12, sehingga satu mol dari unsur karbon mempunyai massa 12 gram.

Untuk gas, volume dari satu mol disebut disebut volume molal yang besarnya untuk gas ideal pada 1 atmosfer absolut adalah 22,4 liter.

2.3.2. Hukum dasar

Pada perhitungan pembakaran beberapa hukum dasar sebagai berikut sangat diperlukan, diantaranya :

a. Hukum kelestarian massa

Hukum kelestarian massa menyatakan bahwa :

“ Massa total zat sebelum dan sesudah reaksi adalah sama”

Sehingga harus ada suatu kesetimbangan massa antara total massa yang masuk ke dalam proses dengan total massa yang meninggalkannya.

Contohnya :

Reaksi senyawa A dan B menghasilkan senyawa C dan D



maka senyawa A + B sama dengan senyawa C + D.

b. Hukum kelestarian energi

Hukum kelestarian energi menyatakan bahwa :

“ Energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat pula dimusnahkan tetapi energi hanya dapat berpindah dari satu wujud ke wujud lain”.

Jumlah dari energi (potensial, kinetik, termis, kimiawi dan elektris) yang masuk ke proses harus sama dengan energi yang keluar dari proses. Misalnya, terjadinya perubahan energi yang terjadi pada proses pembakaran, energi kimia dirubah menjadi energi panas.

c. Hukum gas ideal.

Hukum kelestarian energi menyatakan bahwa :

“ Volume dari gas ideal adalah berbanding langsung dengan temperatur absolut dan berbanding terbalik dengan tekanan absolutnya “.

$$V = \frac{RT}{P}$$

dimana : v = volume $\text{m}^3/\text{mol gas}$

P = tekanan absolut

T = temperatur absolut

R = konstanta gas universal ($= 1,9858 \text{ kal/mol.}^\circ\text{K}$)

Pernyataan di atas menyatakan bahwa satu mol dari semua gas ideal menempati volume yang sama untuk kondisi dan temperatur yang sama pula, yaitu ($22,4 \text{ m}^3$) pada 1 atm. dan 25°C .

d. Hukum penggabungan massa

Hukum kelestarian energi menyatakan bahwa :

“ Semua unsur bergabung menurut hubungan tertentu yang sederhana “.

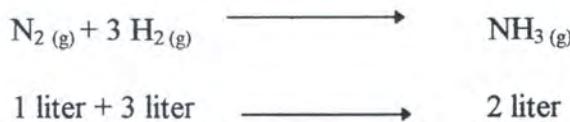
Hubungan ini sebanding dengan massa molal dari unsur-unsurnya, sebagai contoh : karbon (AR = 12) bergabung dengan oksigen (AR = 32) membentuk karbon dioksida (AR = 44) sehingga 12 kg C ditambah dengan 32 kg O₂ akan membentuk 44 kg CO₂.

e. Hukum Avogadro.

Hukum Avogadro menyatakan bahwa :

“ Gas-gas yang mempunyai volume sama jika diukur pada tekanan dan temperatur yang sama mengandung jumlah molekul yang sama pula”.

Contoh penggunaan pernyataan di atas ditunjukkan sebagai berikut :



maka kesimpulan yang bisa didapatkan adalah :

Satu kg-mol dari suatu zat mengandung sejumlah massa (kg) yang sama dengan massa molal dari zat tersebut. Dengan demikian perbandingan antara massa suatu zat dengan massa molekulnya selalu tetap, dan satu mol suatu zat yang secara kimia murni mengandung jumlah molekul yang sama tidak peduli dari jenis zatnya.

- Perbandingan Volume N₂ : H₂ : NH₃ adalah 1 : 3 : 2

- Perbandingan mol N₂ : H₂ : NH₃ adalah 1 : 3 : 2

f. Hukum Dalton .

Hukum Dalton menyatakan bahwa :

“ Bila 2 unsur dapat membentuk satu senyawa atau lebih maka perbandingan unsur pertama dengan unsur yang lainnya yang tertentu massanya akan merupakan bilangan mudah dan bulat”.

Contoh :

Bila massa unsur N adalah tetap 14 gram maka massa oksigen tiap-tiap senyawa adalah :

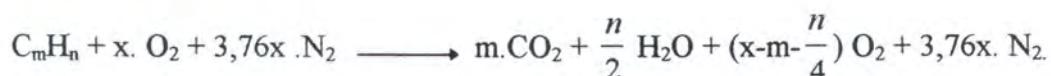
$$\text{N}_2\text{O} = \frac{Ar(O)}{2 Ar(N)} \times 14 \text{ gram} = \frac{16}{2 \times 14} \times 14 \text{ gram} = 8 \text{ gram}$$

$$\text{NO} = \frac{Ar(O)}{Ar(N)} \times 14 \text{ gram} = \frac{16}{14} \times 14 \text{ gram} = 16 \text{ gram}$$

Sehingga perbandingan unsur oksigen (O) dalam senyawa N_2O dan NO adalah 1 : 2.

2.4. Persamaan kimia proses pembakaran.

Persamaan reaksi pembakaran secara umum dapat ditunjukkan oleh persamaan berikut ini :



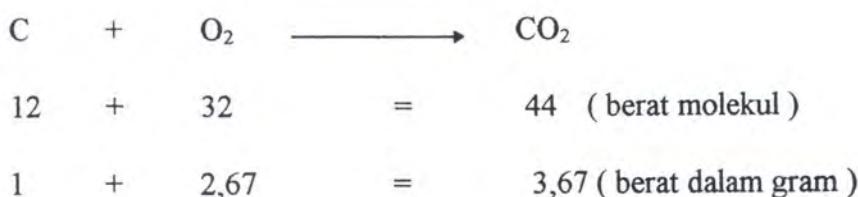
Bahan bakar yang mengandung unsur karbon (C) dan Hidrogen (H) akan bereaksi dengan udara yang mengandung Oksigen (O_2) sehingga terjadi reaksi

pembakaran yang menghasilkan produk dari hasil pembakaran diantaranya karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2) dan uap air (H_2O).

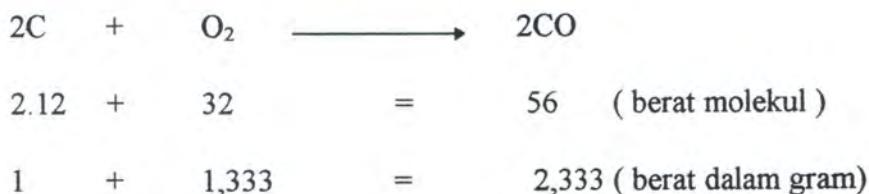
Penjelasan sederhana tentang proses kimia pembakaran, yaitu :

1. Untuk Carbon (C) :

- Pembakaran sempurna (complete combustion).

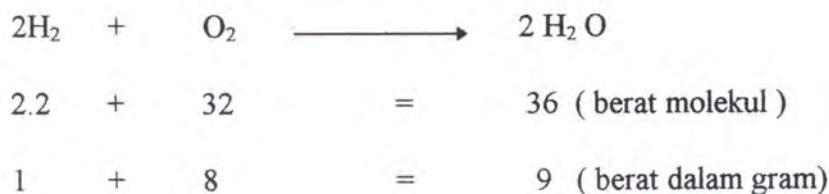


- Pembakaran tidak sempurna (incomplete combustion).

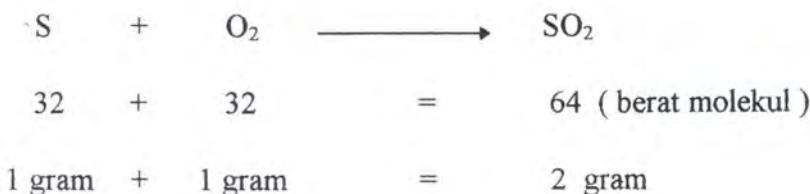


2. Untuk unsur-unsur lainnya :

- Pembakaran unsur hidrogen (H) :



- Pembakaran unsur Sulfur (S) :



2.5. Nilai kalor bahan bakar

Untuk menentukan nilai panas (heating value) masing-masing bahan bakar dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$HV = \sum (m \cdot h^{\circ}f)_{\text{produk}} - \sum (m \cdot h^{\circ}f)_{\text{rekstan}}$$

dimana, m = jumlah mol senyawa.

$h^{\circ}f$ = nilai panas senyawa.

2.6. Koefisien perpindahan panas radiasi dan konveksi

Perpindahan panas radiasi adalah perpindahan panas secara pancaran , sedangkan perpindahan panas konveksi adalah perpindahan panas yang disebabkan oleh adanya aliran gas yang melalui pipa-pipa perpindahan panas.

Untuk menentukan besarnya nilai perpindahan panas dibutuhkan nilai dari koefisiensi perpindahan panas, baik radiasi maupun konveksi, yang ditentukan sebagai berikut :

Data teknis yang diperlukan :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa.
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa
- t_1 = Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa
- t_2 = Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- | | |
|------------------------------|---|
| - Juml.baris = n | - L_s = Jarak rata-rata transversal antar pipa |
| - D_o = Diameter luar pipa | - L_b = Jarak rata-rata longitudinal antar pipa |

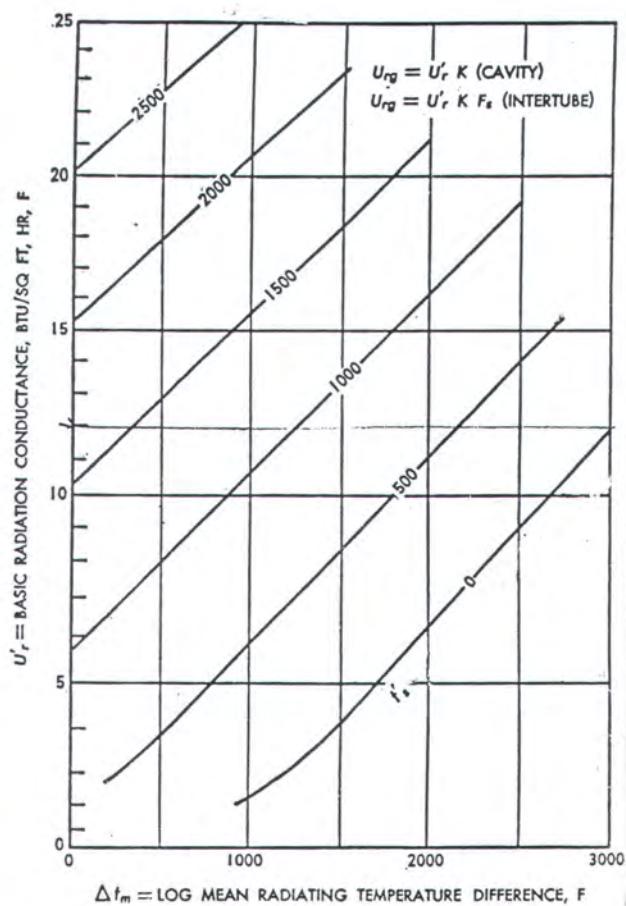
a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U_{rg} = U'r \times K \times F_s$)[†]

- $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar), yang ditentukan dengan parameter-parameter sebagai berikut :

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Dari harga T_s dan ΔT_m , maka harga dari $U'r$ diketahui pada gambar 2.7



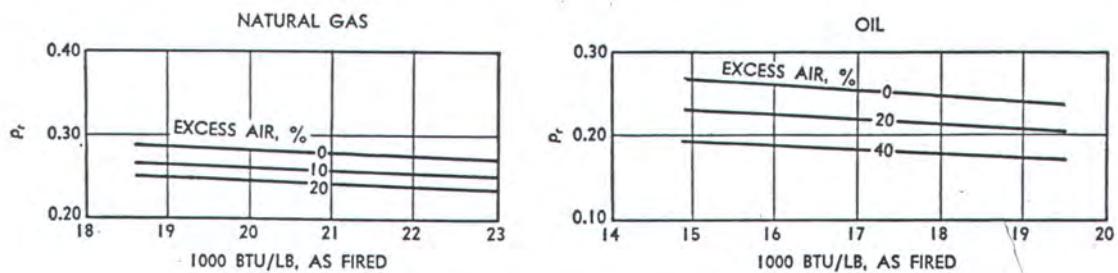
Gambar 2.7.

Dengan memasukan harga faktor koreksi untuk perhitungan perpindahan panas radiasi, antara lain :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga heating value (nilai panas) bahan bakar, dari gambar 2.8 dengan besarnya excess air (%) didapatkan harga dari Pr

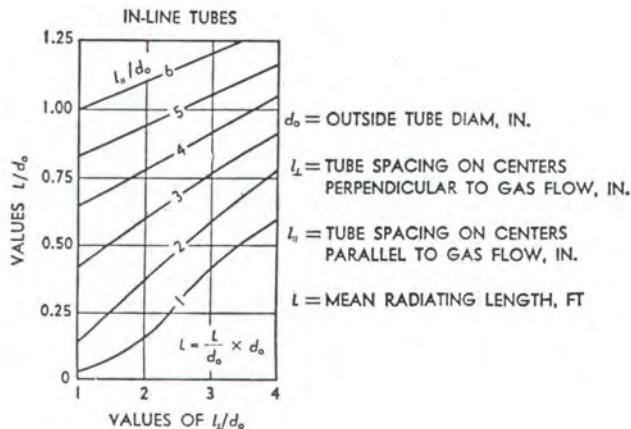


Gambar 2.8. Tekanan parsial unsur-unsur yang menimbulkan radiasi (H₂O dan CO₂)

b. L = Mean radiating length

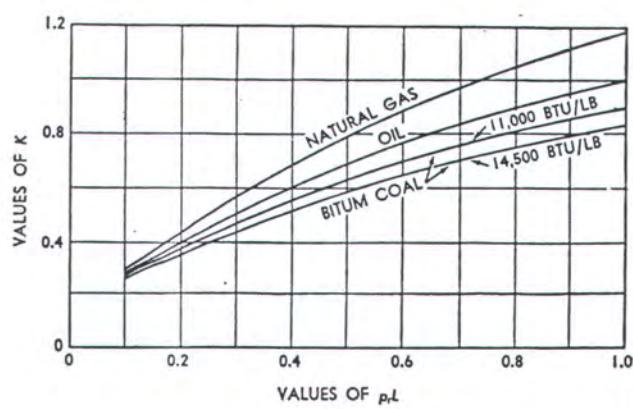
$$\frac{Lb}{Do} = a \quad \frac{Ls}{Do} = b$$

Dari $\frac{Lb}{Do}$ dan $\frac{Ls}{Do}$ diketahui maka : $\frac{L}{Do}$ dapat diketahui dari gambar 2.9.



Gambar 2.9. Mean radiation length (L)

Dari harga Pr.L maka nilai dari K dapat diketahui dari gambar 2.10



Gambar 2.10. Pengaruh jenis bahan bakar sebagai fungsi dari Pr.L terhadap perpindahan panas radiasi

2. F_s = Faktor koreksi radiasi antar pipa

S_b = Total luasan pipa.

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p_p$$

dimana, D_o = Diam. luar pipa

n = Jumlah baris pipa

p_p = Panjang pipa

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$



b. Perhitungan koef. perpindahan panas konveksi ($U'c = U'c \times F_{pp} \times F_a$)[§]

$U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar),

yang ditentukan dengan parameter-parameter sebagai berikut :

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Gg = Laju aliran gas per satuan luas (kg/jam.ft²)

Wg = laju aliran gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$Wg = F_c \times Wdg$ dimana, F_c = Kebutuhan bahan bakar

Wdg = Berat gas hasil pembakaran

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m²)

Jumlah total diameter pipa = $\pi \times n \times pp$

Total luasan saluran = $p \times l$

Dari harga Do dan Gg (Lb/(jam . ft²)), maka dengan menggunakan rumus

$$U'c = 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}}$$

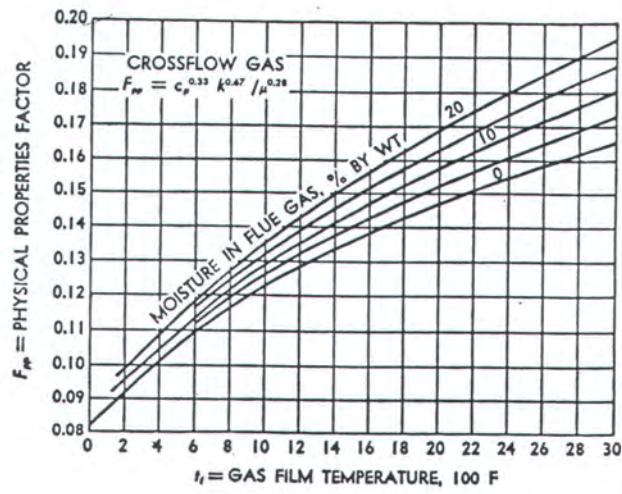
maka $U'c$ dapat diketahui.

Dengan memasukan harga faktor koreksi untuk untuk perhitungan perpindahan panas konveksi, antara lain :

1. F_{pp} = Pengaruh temperatur film (T_f) pada faktor sifat-sifat fisik pada kondisi T_f .

$$T_f = \frac{2Ts + \Delta T_m}{2}$$

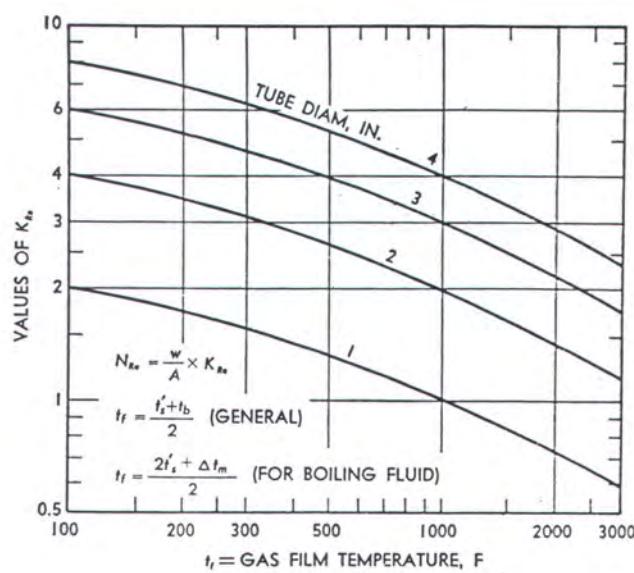
Dengan harga T_f (°F), maka F_{pp} dapat dicari pada grafik dibawah ini :



Gambar 2.11. Pengaruh temperatur film gas (T_f) terhadap sifat-sifat fisik (F_{pp})

2. F_a = Faktor susunan pipa

Dengan besarnya harga T_f ($^{\circ}\text{F}$) nilai K_{re} dapat ditentukan dari grafik



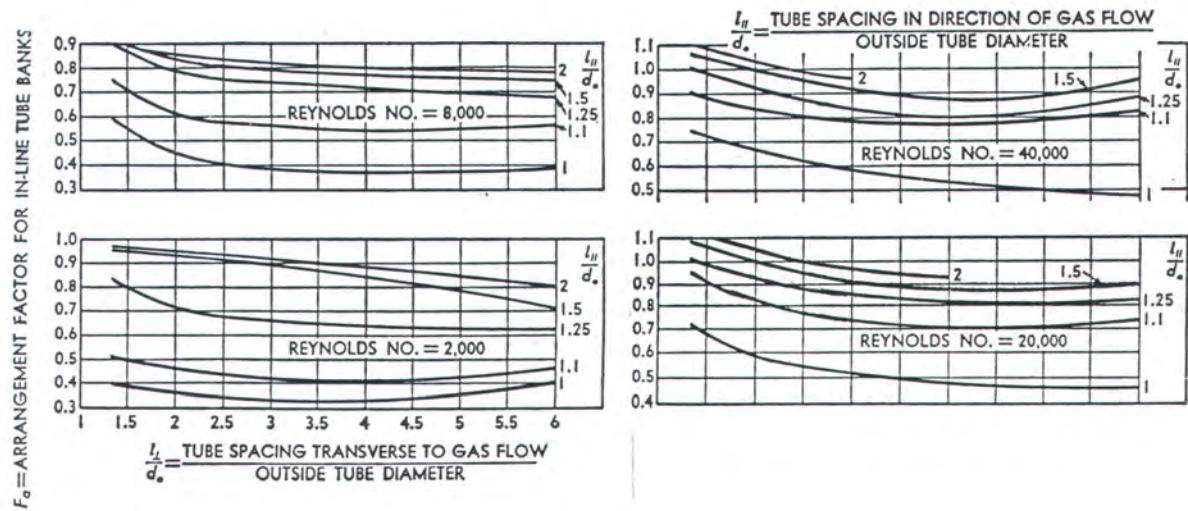
Gambar 2.12. Nilai K_{re} sebagai fungsi untuk menentukan besarnya nilai Reynold Number (Ne)

Sehingga : Reynold Number (Ne) = $K_{re} \times Gg$ dapat diketahui.

Maka dari harga-harga :

$$- \frac{Lb}{Do} - \frac{Ls}{Do} - Ne$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik



Gambar 2.13. Pengaruh Reynold Number dan jarak antar pipa terhadap faktor koreksi susunan pipa (Fa)

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$U_{cg} = U'c \times F_{pp} \times Fa$$

Sehingga koefisien perpindahan panas (Ug), adalah :

$$U_g = U_{rg} + U_{cg}$$

Dengan menggunakan memasukan harga tahanan konduktifitas panas (fouling resistance) dari air umpan dan bahan bakar yang digunakan maka harga

koefisien perpindahan panas total dengan adanya faktor pengotoran yang terjadi pada luasan pipa pindah panas dapat diketahui.

$$\frac{1}{U_T} = R_f + \frac{1}{U_g} \quad \text{-- --}$$

$$U_T = \frac{U_g}{U_g x R_f + 1}$$

dimana, U_T = Koefisien perpindahan panas total.

U_g = Koefisien perpindahan panas gas (radiasi + konveksi)

R_f = Hambatan perpindahan panas (fouling resistance)

Setelah U_T kita ketahui untuk masing-masing komponen dari sistem, maka besarnya panas yang diterima tiap-tiap komponen tersebut dapat diketahui, dengan rumus :

$$Q = U_T x A x \Delta T_m \quad \dagger\dagger$$

dimana, U_T = koefisien perpindahan panas total

A = Luasan permukaan perpindahan panas

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik.

2.6. Performance boiler

Perhitungan efisiensi boiler dapat dilakukan dengan cara metode tidak langsung (indirect methode), yaitu :

-- Perpindahan kalor, J.P. Holman,1993

-- Perpindahan kalor, J.P. Holman,1993

$$\eta_B = 1 - \sum \frac{\text{Kerugian Panas}}{\text{HHV}} \times 100\%^{\dagger\dagger}$$

Pada sistem ini, dianggap bahwa energi masukan bahan bakar total dipindahkan ke fluida kerja ataupun hilang dengan berbagai cara, tetapi kerugian-kerugian ini masih dapat diketahui.

Secara total ada 6 macam kerugian panas yang terjadi pada boiler dan semuanya dihitung dalam bentuk kerugian energi per satuan berat bahan bakar, kkal/jam atau kakal/kg.

Jenis-jenis kerugian panas tersebut adalah :

- Kehilangan panas yang terjadi akibat panas yang terbawa oleh gas asap kering.

$$Q_{LG} = W_{GD} \cdot c_p \cdot (T_{go} - T_{gi})^{\ddagger\ddagger}$$

dimana , W_{GD} = Berat gas asap kering kg/kg bahan bakar

c_p = Panas spesifik dari flue gas KJ/kg

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata : ✓

$$T_{avr} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana, T_{go} = Temperatur udara (gas) keluar °C

T_{gi} = Temperatur udara masuk °C

Maka persentase panas yang hilang :

$$(HL)_1 = \frac{Q_{lg}}{HV} \times 100\%$$

^{††} Principles Energy Convention, Archie W. Culp, JR, 1979

^{‡‡} Pesawat-pesawat Konversi Energi I, Syamsir A. Muin

- Kehilangan panas karena kelembaban akibat pembakaran Hidrogen yang terkandung dalam bahan bakar :

$$Q_{LH} = W_{H2O} \cdot (hs - hw)^{***}$$

dimana , W_{H2O} = Berat uap air yang terjadi akibat pembakaran Hidrogen.

hs = Enthalpi uap pada kondisi (T_{go}) suhu gas keluar $^{\circ}\text{C}$

hw = Enthalpi air pada kondisi (T_{gi}) suhu udara masuk $^{\circ}\text{C}$

Harga dari ($hs - hw$) ditentukan oleh temperatur gas keluar (T_{go}), dimana ketentuannya sebagai berikut :

- Jika gas keluar (T_{go}) $> 300 ^{\circ}\text{C}$, maka :

$$(hs - hw) = 2442 + 2.093 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

- Jika gas keluar (T_{go}) $< 300 ^{\circ}\text{C}$, maka :

$$(hs - hw) = 2492.6 + 1.926 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

Maka persentase panas yang hilang :

$$(HL)_2 = \frac{Q_{LH}}{HV} \times 100\%$$

- Kehilangan panas karena kelembaban udara pembakaran

$$Q_{LA} = W_A \cdot c_{p,g} \cdot (T_{go} - T_{gi})^{†††}$$

untuk menentukan W_A maka,

$$W_A = W_{ad} \cdot W_a$$

dimana,

*** Principles of Energy Convection, Archie W. Culp. JR

††† Pesawat-Pesawat Konversi Energi I, Syamsir A. Muin

$$W_{ad} = \frac{\left[\left(\frac{N_2 \cdot (N_2)_w}{C \cdot (CO + CO_2)_w} \right) x \left(Cbb + \frac{12.01}{32.07} (S)_w \right) \right] - Nbb}{0.7681} \text{ } \dagger\dagger\dagger$$

dimana,

N_2 = Berat molekul N_2

$(N_2)_w$ = Berat produk N_2 per kg gas asap (%)

C = Berat molekul C

$(CO)_w$ = Berat produk CO per kg gas asap (%)

$(CO_2)_w$ = Berat produk CO_2 per kg gas asap (%)

C_{bb} = Berat C per kg bahan bakar

$(S)_w$ = Berat produk S per kg gas asap (%)

N_{bb} = Berat N per kg bahan bakar

Untuk menentukan W_A digunakan grafik Psikometrik :

T_{db} = Dry bulb temperature

T_{wb} = Wet bulb temperature

Maka dari kedua data tersebut dapat diketahui :

- Relative Humidity (ϕ) - Water content (W_a)

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata :

$$T_{12} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana, T_{go} = Temperatur udara (gas) keluar °C

T_{gi} = Temperatur udara masuk $^{\circ}\text{C}$

Maka persentase panas yang hilang :

$$(HL)_3 = \frac{Q_{la}}{HV} \times 100\%$$

- Kehilangan panas saat proses perpindahan panas (radiasi dan konveksi) (Qrc)

$$\% (HL)_4 = 1 - (\eta_{TH} + (HL)_1 + (HL)_2 + (HL)_3)$$

BAB III

PEMBAHASAN MASALAH DAN ANALISA

BAB III

PEMBAHASAN MASALAH DAN ANALISA

3.1. ANALISA PERHITUNGAN UNTUK GAS ASAP (FLUE GAS)

3.1.1. PERHITUNGAN BERAT GAS ASAP (FLUE GAS) RESIDUAL OIL (MINYAK RESIDU)

3.1.1.1. REAKSI PEMBAKARAN BAHAN BAKAR

ELEMEN	BERAT	BERAT MOLEKUL	MOL
C	0.85	12.01	0.070774
H ₂	0.115	2.016	0.057044
S	0.029	32.06	0.000905
O ₂	0.004	32.00	0.000125
N ₂	0.002	28.016	7.14E-05
TOTAL	1		0.128919

Sehingga persamaan pembakaran didapat sebagai berikut :



Untuk menghitung koefisien x pada O₂ maka jumlah ruas kiri yang mengandung O₂ harus sama dengan ruas kanan.

$$32.(0.000125 + x) = 32.(0.070774 + 0.057044./2 + 0.000905)$$

$$x = 0.100076 \text{ mol O}_2$$

3.1.1.2. KEBUTUHAN UDARA PEMBAKARAN.

a. Kebutuhan udara secara teoritis dapat dihitung dengan rumus :

$$W_o = \Sigma \text{ mol O}_2 \times \text{ berat molekul (BM) O}_2$$

$$= 0.100076 \times 32$$

$$= 3.21024 \text{ kg/kg bahan bakar (BB)}$$

$$W_{th} = \frac{W_a}{0.232}$$

$$= 13.83721 \text{ kg/kg bahan bakar (BB)}$$

b. Kebutuhan udara aktual

$$W_{akt} = (1 + \% \text{ excess air}) \times W_{th}$$

$$= 1.08 \times 13.8372$$

$$= 14.9442 \text{ kg/kg BB}$$

3.1.1.3. ANALISA PRODUK HASIL PEMBAKARAN

- Berat produk CO₂ per kg bahan bakar

$$W_{CO_2} = 3.67 \times C$$

$$= 3.67 \times 0.85$$

$$= 3.1167 \text{ kg/kg BB}$$

- Berat produk SO₂ per kg bahan bakar

$$W_{SO_2} = 2 \times S$$

$$= 2 \times 0.029$$

$$= 0.058 \text{ kg/kg BB}$$

- Berat produk H_2 per kg bahan bakar

$$W_{H20} = 9 \times H_2$$

$$= 9 \times 0.115$$

$$= 1.035 \text{ kg/kg BB}$$

- Berat produk O_2 per kg bahan bakar

$$W_{O2} (\text{excess}) = (\% \text{ excess} \times \% \text{ kandungan } O_2 \text{ di udara}) \times W_{th}$$

$$= (0.08 \times 0.2319) \times 13.8372$$

$$= 0.2567 \text{ kg/kg BB}$$

$$W_{O2} = W_{O2} (\text{excess}) + (\text{berat } O_2 \text{ dalam BB})$$

$$= 0.2567 + 0.004$$

$$= 0.2607 \text{ kg/kg BB}$$

- Berat produk N_2 per kg bahan bakar

$$W_{N2} = (\% N_2 \text{ di udara}) \times W_{akt}$$

$$= 0.7681 \times 14.9442$$

$$= 11.4786 \text{ kg/kg BB}$$

Maka dari hasil di atas di dapat berat dari gas asap basah (W_{gw}), sebagai berikut :

$$W_{gw} = W_{CO2} + W_{SO2} + W_{H20} + W_{O2} + W_{N2}$$

$$= 3.1167 + 0.058 + 1.035 + 0.2607 + 11.4786$$

Sehingga berat gas asap kering per kg bahan bakar dapat dihitung dengan rumus :

Sehingga berat gas asap kering per kg bahan bakar dapat dihitung dengan rumus :

$$\begin{aligned} \text{Wdg} &= W_{\text{CO}_2} + W_{\text{SO}_2} + W_{\text{O}_2} + W_{\text{N}_2} \\ &= 14.9140 \quad \text{kg/kg} \end{aligned}$$

3.1.2. PERHITUNGAN BERAT GAS ASAP (FLUE GAS) GAS ALAM (NATURAL GAS)

3.1.2.1. REAKSI PEMBAKARAN BAHAN BAKAR

ELEMEN	BERAT	BERAT MLK.	MOL	MOL CO_2	MOL O_2	MOL H_2O	MOL N_2
CH_4	0.86	16.041	0.053613	0.053613	0.107225	0.107225	0.403167
C_2H_6	0.0655	30.067	0.002162	0.004324	0.007566	0.006486	0.028450
C_3H_8	0.0396	44.092	0.000885	0.002654	0.004423	0.003538	0.016629
n- C_4H_{10}	0.01	58.118	0.000172	0.000688	0.001118	0.000860	0.004205
i- C_4H_{10}	0.007	58.118	0.00012	0.000482	0.000783	0.000602	0.002944
C_5H_{12}	0.0046	72.144	6.38E-05	0.000319	0.000510	0.000383	0.001918
C_6H_{14}	0.0006	86.96	6.9E-06	4.14E-05	6.55E-05	4.83E-05	0.000246
CO_2	0.0001	44.01	2.27E-06				
N_2	0.0126	28.016	0.00045				
TOTAL	1.00		0.057474	0.06212	0.121691	0.119142	0.457559

3.1.2.2. KEBUTUHAN UDARA PEMBAKARAN

Analisa berat,

- $W_{O_2} = \text{Jumlah mol } O_2 \times \text{BM } O_2 = 0.1196 \times 32 = 3.8258 \text{ kg/kg}$
- $W_{N_2} = \text{Jumlah mol } N_2 \times \text{BM } N_2 = 0.4495 \times 28.016 = 12.5941 \text{ kg/kg}$
- $W_{CO_2} = \text{Jumlah mol } CO_2 \times \text{BM } CO_2 = 0.06260 \times 44.01 = 2.7551 \text{ kg/kg}$
- $W_{H_2O} = \text{Jumlah mol } H_2O \times \text{BM } H_2O = 0.1139 \times 18.016 = 2.0523 \text{ kg/kg}$

Kebutuhan udara pembakaran :

a. Teoritis

$$\begin{aligned}(Wa)_{th} &= W_{O_2} + W_{N_2} \\ &= 3.8258 + 12.5941 \\ &= 16.4198 \text{ kg/kg}\end{aligned}$$

b Aktual

$$\begin{aligned}(Wa)_{akt} &= (Wa)_{th} \times (1 + \% \text{ excess air}) \\ &= 16.4198 \times 1.08 \\ &= 17.7334 \text{ kg/kg}\end{aligned}$$

3.1.2.3. ANALISA PRODUK HASIL PEMBAKARAN

□ Berat produk CO_2 per kg bahan bakar

$$\begin{aligned}W_{CO_2} &= W_{CO_2 \text{ hasil pembakaran}} + (CO_2)_{bb} \\ &= 2.7551 + 1.9647 \cdot 10^{-4} \\ &= 2.7553 \text{ kg/kg}\end{aligned}$$

- Berat produk H₂O per kg bahan bakar

$$W_{H_2O} = 2.0523 \text{ kg/kg}$$

- Berat produk O₂ per kg bahan bakar

$$W_{O_2 \text{ exc}} = (\% \text{ excess air}) \times (\text{kandungan O}_2 \text{ di udara}) \times (W_a)_{\text{th}} - (\text{juml. O}_2$$

yang digunakan untuk pembakaran N₂)

$$= 0.08 \times 0.2319 \times 16.4198 - 0.0360$$

$$= 0.2686 \text{ kg/kg}$$

- Berat produk NO₂ per kg bahan bakar

$$W_{N_2} = (1 + \% \text{ excess air}) \times (\text{kandungan N}_2 \text{ di udara}) \times (W_a)_{\text{akt}} -$$

(juml.N₂ yang membentuk NO₂)

$$= (1.08) \times (0.7681) \times 17.7334 - 0.0158$$

$$= 14.6949 \text{ kg/kg}$$

Berat gas asap basah :

$$W_{gw} = W_{CO_2} + W_{H_2O} + W_{O_2 \text{ exc}} + W_{N_2}$$

$$= 2.7553 + 2.0523 + 0.2686 + 14.6949$$

$$= 19.7711 \text{ kg/kg}$$

Berat gas asap kering :

$$W_{gd} = W_{CO_2} + W_{O_2 \text{ exc}} + W_{N_2}$$

$$= 2.7341 + 0.2812 + 14.9597$$

$$= 17.7188 \text{ kg/kg}$$

3.2. PERHITUNGAN NILAI PANAS (HEATING VALUE) BAHAN BAKAR

Untuk menentukan nilai panas (heating value) masing-masing bahan bakar dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$HV = \sum (m \cdot h^{\circ}f_{\text{produk}}) - \sum (m \cdot h^{\circ}f_{\text{rektan}})$$

dimana $h^{\circ}f$ dapat ditentukan dengan bantuan tabel, nilai $h^{\circ}f$ beberapa unsur adalah sebagai berikut :

$h^{\circ}f_{\text{CH}_4}$	= 74850	$h^{\circ}f_{\text{I-C}_4\text{H}_{10}}$	= 126150
$h^{\circ}f_{\text{C}_2\text{H}_6}$	= 84680	$h^{\circ}f_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$	= 161200
$h^{\circ}f_{\text{C}_3\text{H}_8}$	= 103850	$h^{\circ}f_{\text{CO}_2}$	= 393520
$h^{\circ}f_{\text{n-C}_4\text{H}_{10}}$	= 146440	$h^{\circ}f_{\text{H}_2\text{O}}$	= 285830

3.2.1. MINYAK RESIDU (RESIDUAL OIL)

$$\begin{aligned}
 HV &= \text{Mol CO}_2 \cdot h^{\circ}f_{\text{CO}_2} + \text{Mol H}_2\text{O} \cdot h^{\circ}f_{\text{H}_2\text{O}} \\
 &= 0.070774 \cdot 393520 + 0.057044 \cdot 285830 \\
 &= 44155.871 \text{ KJ/kg} \\
 &= 10546.7005 \text{ Kkal/kg} \quad (1 \text{ Kcal/kg} = 4.1867 \text{ KJ/kg})
 \end{aligned}$$

3.2.2. GAS ALAM (NATURAL GAS)

$$\begin{aligned}
 HV &= (\text{Mol CH}_4 \cdot h^{\circ}f_{\text{CH}_4} + \text{Mol C}_2\text{H}_6 \cdot h^{\circ}f_{\text{C}_2\text{H}_6} + \text{Mol C}_3\text{H}_8 \cdot h^{\circ}f_{\text{C}_3\text{H}_8} + \text{Mol} \\
 &\quad \text{n-C}_4\text{H}_{10} \cdot h^{\circ}f_{\text{n-C}_4\text{H}_{10}} + \text{Mol I-C}_4\text{H}_{10} \cdot h^{\circ}f_{\text{I-C}_4\text{H}_{10}} + \text{Mol C}_5\text{H}_{12} \cdot h^{\circ}f_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + \\
 &\quad \text{Mol C}_6\text{H}_{14} \cdot h^{\circ}f_{\text{C}_6\text{H}_{14}}) - (\text{Mol CO}_2 \cdot h^{\circ}f_{\text{CO}_2} + \text{Mol H}_2\text{O} \cdot h^{\circ}f_{\text{H}_2\text{O}})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= (0.053613 \times 74850 + 0.002162 \times 84680 + 0.000885 \times 103850 + \\
 &\quad 0.000172 \times 146440 + 0.00012 \times 126150 + 6.38 \cdot 10^{-4} \times 133090 + \\
 &\quad 6.9 \cdot 10^{-6} \times 161200) - (0.06212 \times 393520 + 0.119142 \times 285830) \\
 &= 54161.9727 \text{ KJ/kg} \\
 &= 12936.6739 \text{ Kcal/kg} \quad (1 \text{ Kkal/kg} = 4.1867 \text{ KJ/kg})
 \end{aligned}$$

3.3. PERHITUNGAN KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS

3.3.1. BAHAN BAKAR MINYAK RESIDU.

Pada perhitungan sebelumnya telah diketahui harga-harga dari :

$$\begin{array}{ll}
 \text{Heating Value (HV)} & = 44155.871 \text{ KJ/kg} \\
 & = 19031.1804 \text{ Btu/Lb}
 \end{array}$$

Berat gas hasil pembakaran (Wg) sejumlah bahan bakar dalam kg/jam

$$\begin{array}{ll}
 \mathbf{Wg} & = \mathbf{Fc} \times \mathbf{Wdg} \\
 \text{dimana,} & \mathbf{Fc} = \text{Kebutuhan bahan bakar} \\
 & = 41600 \text{ kg/jam}
 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
 \mathbf{Wdg} & = \text{Berat gas hasil pembakaran per kg bahan bakar} \\
 & = 15.9490 \text{ kg/kg}
 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll}
 \mathbf{Wg} & = 41600 \times 15.9490 \times 2.2046 \\
 & = 1462704.481 \text{ Lb/jam}
 \end{array}$$

3.3. PERHITUNGAN KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS

3.3.1. BAHAN BAKAR MINYAK RESIDU.

Pada perhitungan sebelumnya telah diketahui harga-harga dari :

$$\text{Heating Value (HV)} = 44155.871 \quad \text{KJ/kg}$$

$$= 19031.1804 \quad \text{Btu/Lb}$$

Berat gas hasil pembakaran (Wg) sejumlah bahan bakar dalam kg/jam

$$Wg = Fc \times Wdg$$

dimana, Fc = Kebutuhan bahan bakar

$$= 41600 \quad \text{kg/jam}$$

Wdg = Berat gas hasil pembakaran per kg bahan bakar

$$= 15.9490 \quad \text{kg/kg}$$

$$Wg = 41600 \times 15.9490 \times 2.2046$$

$$= 1462704.481 \quad \text{Lb/jam}$$

3.3.1.1. PIPA-PIPA EKONOMISER

Data teknis bagian ekonomiser didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. $= 612^\circ\text{C} = 1133.6^\circ\text{F}$
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa $= 389^\circ\text{C} = 732.2^\circ\text{F}$
- t_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa $= 277^\circ\text{C} = 530.6^\circ\text{F}$
- t_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa $= 322.5^\circ\text{C} = 612.5^\circ\text{F}$

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

$$- \text{Juml.baris} = 79 \quad - \text{Lb} = 94.5 \text{ mm} = 3.72"$$

$$- \text{Do} = 50.8 \text{ mm} = 2". \quad - \text{Ls} = 90 \text{ mm} = 3.5433"$$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U'_{r} = U'r \times K \times F_s$)

Θ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(1133.6 - 612.5) - (732.2 - 530.6)}{\ln\left(\frac{1133.6 - 612.5}{732.2 - 530.6}\right)}$$

$$= 336.4375 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{530.6 + 612.5}{2} = 481.55 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dari harga $T_s = 481.55 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 368.437 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $3.0 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{ } ^\circ\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO_2 dan H_2O , merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga $HV = 18982.6089 \text{ Btu/Lb}$, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari $Pr = 0.23$

b. L = Mean radiating length

$$Do = 2'' \quad Ls = 3.5433'' \quad Lb = 3.72''$$

Maka,

$$-\frac{Lb}{Do} = \frac{3.72}{2} = 1.86 \quad -\frac{Ls}{Do} = \frac{3.5433}{2} = 1.722$$

Dengan grafik A-3, maka :

$$\frac{L}{Do} = 0.2444 \quad Pr \times L = 0.23 \times 0.4888$$

$$L = 0.4888'' \quad = 0.1124$$

dari harga $Pr \cdot L$ tersebut maka nilai dari $K = 0.3$ (grafik A-4)

2. F_s = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 2210 \text{ m}^2$$

$$S_p = \text{Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.}$$

$$= \pi \times D_o \times n \times p_p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 79$$

$$p_p = \text{Panjang pipa} = 2.34 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 50.8 \cdot 10^{-3} \times 79 \times 2.34$$

$$= 29.5023 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{2210 - 29.5023}{2210} = 0.9866$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 3.0 \times 0.9866 \times 0.3$$

$$= 0.8879 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U'c_g = U'c \times F_{pp} \times$ **Fa)**

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi)

$$G_g = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran (kg/jam) = 1462704.481 Lb/jam

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\begin{aligned} \text{Jumlah total diameter pipa} &= 50.8 \times 10^{-3} \times 79 \times 2.34 \\ &= 9.3900 \quad m^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Total luasan} &= 2.52 \times 11.0515 \\ &= 27.8498 \quad m^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Ag &= 27.8498 - 9.3900 \\ &= 18.4598 \quad m^2 \quad = 198.6948 \quad ft^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_g &= \frac{1462704.481}{198.6948} \\ &= 7361.5639 \quad \text{Lb/(jam . ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

Dari harga $Do = 2"$ dan $G_g = 7361.5639 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka,

$$\begin{aligned} U'cc &= 0.287 \frac{G_g^{0.61}}{Do^{0.39}} \\ &= 0.287 \frac{7361.5639^{0.61}}{0.1667^{0.39}} \\ &= 131.8902 \quad \text{Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam . } ^\circ\text{F)} \end{aligned}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} \text{Tf} &= \frac{2Ts + \Delta T_m}{2} \\ &= \frac{2 \times 481.55 + 417.7267}{2} = 690.4133 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga Tf = 690.4133 °F, kelembaban pada gas asap 6.4894 %

maka Fpp = 0.1142 (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada Tf = 690.4133 °F nilai K_{re} = 2.42 (grafik A-6)

Reynold Number (Ne) = K_{re} x Gg

$$= 2.42 \times 7188.3552 = 17395.8196$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{Do} = 1.86 \quad -\frac{Ls}{Do} = 1.722 \quad -\text{Ne} = 17754.48$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik A-7, Fa = 1.0009

Besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} \text{Ucg} &= U'c \times \text{Fpp} \times \text{Fa} \\ &= 131.8902 \times 0.1142 \times 1.0009 \\ &= 15.0754 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$\begin{aligned} \text{Ug} &= \text{Urg} + \text{Ucg} \\ &= 0.8879 + 15.0754 \\ &= 15.9633 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

3.3.1.2. PIPA-PIPA REHEATER

Data teknis pada bagian reheat didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = 876°C = 1608.8°F
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = 401°C = 753.8°F
- t_1 = Temperatur uap air masuk ke susunan pipa = 319.9°C = 607.82°F
- t_2 = Temperatur uap air keluar dari susunan pipa = 540.7°C = 1014.44°F

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

$$\begin{array}{lll} \text{- Juml. baris} & = 116 & \text{- } L_s = 57 \text{ mm} \\ \text{- Do} & = 45 \text{ mm} & \text{- } L_b = 94.5 \text{ mm} \end{array} \quad = 2.2441 \text{ "} \quad = 3.72 \text{ "}$$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U_{rg} = U'r \times K \times F_s$)

⊖ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \\ &= \frac{(1608.8 - 1005.26) - (753.8 - 607.82)}{\ln\left(\frac{1608.8 - 1005.26}{753.8 - 607.82}\right)} \\ &= 322.3745^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_s &= \frac{t_1 + t_2}{2} \\ &= \frac{607.82 + 1014.44}{2} = 811.13^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Dari harga $T_s = 811.13^{\circ}\text{F}$ dan $\Delta T_m = 322.3745^{\circ}\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $5.3 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^{\circ}\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga HV = 18982.6089 Btu/Lb, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari Pr = 0.23

b. L = Mean radiating length

$$Do = 1.7716" \quad Ls = 2.2441" \quad Lb = 3.72"$$

Maka,

$$\frac{Lb}{Do} = \frac{3.72}{1.7716} = 2.1 \quad \frac{Ls}{Do} = \frac{2.2441}{1.7716} = 1.2667$$

Dengan grafik A-3, maka :

$$\frac{L}{Do} = 0.2366 \quad Pr \times L = 0.255 \times 0.4606$$

$$L = 0.0964" \quad = 0.124$$

dari harga Pr.L, nilai dari K = 0.28 (grafik A-4)

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 6200 \text{ m}^2$$

Sp = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times Do \times n \times pp$$

$$\text{dimana, } Do = \text{Diam. luar pipa} = 45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 116$$

$$pp = \text{Panjang pipa} = 4.0485 \text{ m}$$

$$Sp = \pi \times 45 \cdot 10^{-3} \times 116 \times 4.0485 = 66.3918 \text{ m}^2$$

$$Fs = \frac{Sb - Sp}{Sp}$$

$$= \frac{6200 - 66.3918}{6200} = 0.9893$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$Urg = U'r \times K \times Fs$$

$$= 5.3 \times 0.9893 \times 0.28$$

$$= 1.4681$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($Ucg = U'c \times Fpp \times Fa$)

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1462704.481 \text{ Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

Jumlah total diameter pipa = $45.10^{-3} \times 116 \times 4.0485$

$$= 21.1332 \text{ } m^2$$

Total luasan = 2.68×11.0595

$$= 47.0305 \text{ } m^2$$

Ag = $47.0305 - 21.1332$

$$= 25.8973 \text{ } m^2 \quad = 278.7497 \text{ } ft^2$$

$$\begin{aligned} Gg &= \frac{1462704.481}{278.7497} \\ &= 5247.3748 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

Dari harga $Do = 1.7716"$ dan $Gg = 5247.3748 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka,

$$\begin{aligned} U'_{cc} &= 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}} \\ &= 0.287 \frac{5247.3748^{0.61}}{0.1476^{0.39}} = 112.4772 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} Tf &= \frac{2T_s + \Delta T_m}{2} \\ &= \frac{2 \times 811.13 + 322.3745}{2} = 972.3173 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga $Tf = 972.3173 \text{ }^{\circ}\text{F}$, kelembaban pada gas asap 6.4894 %

maka $Fpp = 0.1265$ (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $Tf = 972.3173 \text{ }^{\circ}\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.78$ (grafik A-6)

Reynold Number (Ne) = $K_{re} \times Gg$

$$= 1.78 \times 5472.3972 = 9740.8670$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{Do} = 2.1 \quad -\frac{Ls}{Do} = 1.2677 \quad -Ne = 9740.8670$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik A-7, $Fa = 0.82$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times F_{pp} \times F_a \\ &= 112.4772 \times 0.1265 \times 0.82 \\ &= 11.6673 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (U_r), adalah :

$$\begin{aligned} U_r &= U_{rg} + U_{cg} \\ &= 1.4681 + 11.6673 \\ &= 13.1354 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

3.3.1.3. PIPA-PIPA SUPERHEATER

A. PRIMARY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian primary superheater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = $876 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $1524.2 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = $612 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $1133.6 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_1 = Temperatur uap air masuk ke susunan pipa = $352.5 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $666.5 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_2 = Temperatur uap air keluar dari susunan pipa = $365 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $689 \text{ } {}^\circ\text{F}$

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- Juml.baris = 57 - $L_s = 89 \text{ mm} = 3.5039 \text{ "}$
- $D_o = 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ in.}$ - $L_b = 189 \text{ mm} = 7.4409 \text{ "}$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U_{rg} = U'r \times K \times F_s$)

Θ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(1608.8 - 689) - (1133.6 - 666.5)}{\ln\left(\frac{1608.8 - 689}{1133.6 - 666.5}\right)}$$

$$= 668.0805 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{666.5 + 689}{2} = 677.75 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dari harga $T_s = 677.75 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 668.0805 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari U' dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $5.72 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{ } ^\circ\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. $Pr = \text{Tekanan parsial CO}_2 \text{ dan H}_2\text{O}$, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga $HV = 18982.6089 \text{ Btu/Lb}$, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari $Pr = 0.23$

b. $L = \text{Mean radiating length}$

$$Do = 2''$$

$$Ls = 3.5039''$$

$$Lb = 7.4409''$$

Maka,

$$-\frac{Lb}{Do} = \frac{7.4409}{2} \quad -\frac{Ls}{Do} = \frac{3.5039}{2}$$

$$= 3.7205 \quad = 1.7579$$

Dengan grafik A-3, maka :

$$\frac{L}{Do} = 0.66$$

$$\begin{aligned} L &= 0.66 \times Do & Pr \times L &= 0.23 \times 1.32 \\ && &= 1.32'' \\ &= 0.3036 & & \end{aligned}$$

dari harga $Pr \cdot L$ tersebut maka nilai dari dari grafik A-4 $K = 0.53$

2. F_s = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 1680 \text{ m}^2$$

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times Do \times n \times pp$$

$$\text{dimana, } Do = \text{Diam. luar pipa} = 50.8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 57$$

$$pp = \text{Panjang pipa} = 2.3400 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 50.8 \times 10^{-3} \times 57 \times 2.3400$$

$$= 21.2865 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{1680 - 21.2865}{1680} = 0.9873$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 5.72 \times 0.53 \times 0.9873$$

$$= 2.9931 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U'c = U'c \times F_{pp} \times F_a$)

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$G_g = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1462704.481 \quad \text{Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\begin{aligned} \text{Jumlah total diameter pipa} &= 50.8 \cdot 10^{-3} \times 57 \times 2.3400 \\ &= 6.7757 \quad m^2 \end{aligned}$$

$$\text{Total luasan} = 2.52 \times 11.0515 = 27.8498 \quad m^2$$

$$\begin{aligned} Ag &= 27.8498 - 6.7757 \\ &= 21.0741 \quad m^2 \quad = 226.8342 \quad ft^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_g &= \frac{1462704.481}{226.8342} \\ &= 6448.3429 \quad \text{Lb/(jam . ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

Dari harga $Do = 2"$ dan $G_g = 6256.3245 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka,

$$\begin{aligned} U'cc &= 0.287 \frac{G_g^{0.61}}{Do^{0.39}} \\ &= 0.287 \frac{6448.3429^{0.61}}{0.1667^{0.39}} = 121.6534 \quad \text{Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$T_f = \frac{2T_s + \Delta T_m}{2}$$

$$= \frac{2 \times 677.75 + 668.0805}{2} = 1011.7903^{\circ}\text{F}$$

Dengan harga $T_f = 1011.7903^{\circ}\text{F}$, kelembaban pada gas asap 6.4894 %

maka $F_{pp} = 0.1271$ (grafik A-5)

2. F_a = Faktor susunan pipa

Pada $T_f = 1011.7903^{\circ}\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.99$ (grafik A-6)

Reynold Number (Ne) = $K_{re} \times Gg$

$$= 1.99 \times 6256.3245$$

$$= 12450.0858$$

Maka dari harga-harga :

$$- \frac{Lb}{Do} = 2.1 \quad - \frac{Ls}{Do} = 1.2677 \quad - Ne = 12450.0858$$

harga F_a dapat ditentukan dengan grafik A-7, $F_a = 0.8345$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$U_{cg} = U'c \times F_{pp} \times F_a$$

$$= 121.6534 \times 0.1271 \times 0.8345$$

$$= 12.9032 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F})$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$Ur = U_{rg} + U_{cg}$$

$$= 2.9931 + 12.9032$$

$$= 15.8963 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F})$$

B. SECONDARY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian secondary superheater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. $= 1396 \text{ }^{\circ}\text{C} = 2544.8 \text{ }^{\circ}\text{F}$
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa $= 1176.25 \text{ }^{\circ}\text{C} = 2151.05 \text{ }^{\circ}\text{F}$
- t_1 = Temperatur uap air masuk ke susunan pipa $= 368.1 \text{ }^{\circ}\text{C} = 694.58 \text{ }^{\circ}\text{F}$
- t_2 = Temperatur uap air keluar dari susunan pipa $= 447.3 \text{ }^{\circ}\text{C} = 837.14 \text{ }^{\circ}\text{F}$

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- | | |
|--|-------------------------------------|
| - Juml.baris = 28 | - $L_s = 50.8 \text{ mm} = 2''$ |
| - $D_o = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ in}$ | - $L_b = 187 \text{ mm} = 7.3622''$ |

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U' r = U' r \times K \times F_s$)

Θ $U' r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(2544.8 - 837.14) - (2151.05 - 694.58)}{\ln\left(\frac{2544.8 - 837.14}{2151.05 - 694.58}\right)}$$

$$= 1577.8741 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{847.22 + 694.48}{2} = 770.9 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Dari harga $T_s = 770.9 \text{ }^{\circ}\text{F}$ dan $\Delta T_m = 1577.9759 \text{ }^{\circ}\text{F}$, maka harga dari $U' r$ dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $11.8 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{ }^{\circ}\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga HV = 18982.6089 Btu/Lb, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari Pr = 0.23

b. L = Mean radiating length

$$D_o = 1.5'' \quad L_s = 2'' \quad L_b = 7.3622''$$

Maka,

$$-\frac{L_b}{D_o} = \frac{7.3622}{1.5} = 4.1667 \quad -\frac{L_s}{D_o} = \frac{2}{1.5} = 1.333$$

Dengan grafik A-3, maka :

$$\frac{L}{D_o} = 0.725 \quad Pr \times L = 0.23 \times 1.0875$$

$$L = 1.0875'' \quad = 0.2501$$

dari harga Pr.L tersebut maka nilai dari K= 0.46 (grafik A-4)

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 1050 \text{ m}^2$$

Sp = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times pp$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 28$$

$$pp = \text{Panjang pipa} = 3.9475 \text{ m}$$

$$Sp = \pi \times 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 13.2298 \text{ m}^2$$

$$Fs = \frac{Sb - Sp}{Sp}$$

$$= \frac{1050 - 13.2298}{1050} = 0.9874$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$Urg = U'r \times K \times Fs$$

$$= 11.8 \times 0.9874 \times 0.46$$

$$= 5.3596$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($Ucg = U'c \times Fpp \times Fa$)

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

$$Wg = \text{Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)}$$

$$= 1462704.481 \quad \text{Lb/jam}$$

$$Ag = \text{Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m}^2\text{)}$$

$$\text{Jumlah total diameter pipa} = 38.1.10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 4.2112 \quad \text{m}^2$$

$$\text{Total luasan} = 11.0515 \times 4.2525$$

$$= 46.9965 \quad \text{m}^2$$

$$Ag = 46.9965 - 4.2112$$

$$= 42.7853 \quad \text{m}^2 = 460.5260 \text{ ft}^2$$

$$Gg = \frac{1462704.481}{460.5260} = 3176.1600 \quad \text{Lb/(jam . ft}^2\text{)}$$

Dari harga $Do = 1.5''$ dan $Gg = 3176.1600 \text{ Lb}/(\text{jam} \cdot \text{ft}^2)$, maka,

$$\begin{aligned} U'cc &= 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}} \\ &= 0.287 \frac{3176.1600^{0.61}}{0.1250^{0.39}} = 88.3583 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} Tf &= \frac{2Ts + \Delta Tm}{2} \\ &= \frac{2 \times 770.9 + 1577.8741}{2} = 1557.8741 \text{ } {}^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga $Tf = 1557.8741 \text{ } {}^\circ\text{F}$, kelembaban pada gas asap 6.4894 %

maka $Fpp = 0.1425$ (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $Tf = 1557.8741 \text{ } {}^\circ\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.32$ (grafik A-6)

Reynold Number (Ne) = $K_{re} \times Gg$

$$= 1.32 \times 3200.5016 = 4224.6621$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{Do} = 2.1 \quad -\frac{Ls}{Do} = 1.2677 \quad -Ne = 9720.677$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik A-7, $Fa = 0.7788$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$Ucg = U'c \times Fpp \times Fa$$

$$= 88.3583 \times 0.1425 \times 0.7788$$

$$= 9.8059 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$Ur = Urg + Ucg$$

$$= 5.3596 + 9.8059$$

$$= 15.1655 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

C. FINALLY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian finally superheater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. $= 1177.25 \text{ } {}^\circ\text{C} = 2151.05 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa $= 876 \text{ } {}^\circ\text{C} = 1608.8 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_1 = Temperatur uap air masuk ke susunan pipa $= 453.2 \text{ } {}^\circ\text{C} = 847.76 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_2 = Temperatur uap air keluar dari susunan pipa $= 537 \text{ } {}^\circ\text{C} = 998.6 \text{ } {}^\circ\text{F}$

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- | | |
|--|-------------------------------------|
| - Juml.baris = 28 | - $L_s = 50.8 \text{ mm} = 2''$ |
| - $D_o = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ in}$ | - $L_b = 187 \text{ mm} = 7.3622''$ |

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($Urg = U'r \times K \times Fs$)

④ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(2151.05 - 998.6) - (1608.8 - 847.76)}{\ln\left(\frac{2151.05 - 998.6}{1608.8 - 847.76}\right)}$$

$$= 943.2487 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\bar{T}_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{998.6 + 847.76}{2} = 923.18 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dari harga $\bar{T}_s = 923.18 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 943.2487 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari U' r dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $9.5286 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{ } ^\circ\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. $Pr = \text{Tekanan parsial CO}_2 \text{ dan H}_2\text{O, yang merupakan unsur-unsur utama radiasi.}$

Dengan harga $HV = 18982.6089 \text{ Btu/Lb}$, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari $Pr = 0.23$

b. $L = \text{Mean radiating length}$

$$Do = 1.5'' \quad L_s = 2'' \quad L_b = 7.3622''$$

Maka,

$$- \frac{L_b}{Do} = \frac{7.3622}{1.5} \quad - \frac{L_s}{Do} = \frac{2}{1.5}$$

$$= 4.1667 \quad = 1.333$$

Dengan grafik A-3, maka :

$$\frac{L}{Do} = 0.72 \quad Pr \times L = 0.23 \times 1.08$$

$$L = 1.08'' = 0.2484$$

dari harga Pr.L tersebut maka dari grafik A-4 , K = 0.45

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 1050 \text{ m}^2$$

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p_p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 28$$

$$p_p = \text{Panjang pipa} = 3.9475 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 13.2298 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{820 - 13.2298}{820} = 0.9839$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 9.5286 \times 0.9839 \times 0.45$$

$$= 4.2188$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U_{cg} = U' c \times F_{pp} \times F_a$)

Θ $U' c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1462704.481 \quad \text{Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

Jumlah total diameter pipa = $38 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$

$$= 4.2112 \quad \text{m}^2$$

Total luasan = 11.0515×4.2525

$$= 46.9965 \quad \text{m}^2$$

Ag = $46.9965 - 4.2212$

$$= 42.7853 \quad \text{m}^2 = 460.5260 \text{ft}^2$$

$$Gg = \frac{1462704.481}{460.5260}$$

$$= 3176.1600 \quad \text{Lb/(jam . ft}^2\text{)}$$

Dari harga Do = 1.5" dan Gg = 3176.1600 Lb/(jam . ft²), maka,

$$U'_{cc} = 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}}$$

$$= 0.287 \frac{3176.1600^{0.61}}{0.1250^{0.39}} = 88.3583 \quad \text{Btu/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$Tf = \frac{2T_s + \Delta T_m}{2}$$

$$= \frac{2 \times 923.18 + 943.2487}{2} = 1394.8043^{\circ}\text{F}$$

Dengan harga $T_f = 1394.8043^{\circ}\text{F}$, kelembaban pada gas asap 6.4894 %

maka F_{pp} dapat dicari pada grafik A-5, maka $F_{pp} = 0.1390$

2. F_a = Faktor susunan pipa

Pada $T_f = 1481.7443^{\circ}\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.5$ (grafik A-6)

Reynold Number (N_e) = $K_{re} \times Gg$

$$= 1.5 \times 3200.5016 = 4800.7524$$

Maka dari harga-harga :

$$- \frac{Lb}{Do} = 2.1 \quad - \frac{Ls}{Do} = 1.2677 \quad - N_e = 4800.7524$$

harga F_a dapat ditentukan dengan grafik A-7, $F_a = 0.7630$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times F_{pp} \times F_a \\ &= 88.3583 \times 0.1390 \times 0.7630 \\ &= 9.3710 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (U_r), adalah :

$$\begin{aligned} U_r &= U_{rg} + U_{cg} \\ &= 4.2188 + 9.3710 \\ &= 13.5898 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

3.3.2. BAHAN BAKAR GAS ALAM (NATURAL GAS)

Pada perhitungan sebelumnya telah diketahui harga-harga dari :

$$\text{Heating Value (HV)} = 54161.9727 \text{ KJ/kg}$$

$$= 23343.81 \text{ Btu/Lb}$$

Berat gas hasil pembakaran (W_g) sejumlah bahan bakar dalam kg/jam

$$W_g = F_c \times W_{dg}$$

dimana, F_c = Kebutuhan bahan bakar

$$= 35500 \text{ kg/jam}$$

W_{dg} = Berat gas hasil pembakaran per kg bahan bakar

$$= 20.1223 \text{ kg/kg}$$

$$W_g = 35500 \times 20.1223 \times 2.2046$$

$$= 1574837.602 \text{ Lb/jam}$$

3.3.2.1. PIPA-PIPA EKONOMISER

Data teknis pada bagian ekonomiser didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = 654°C = 1209.2°F
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = 394°C = 741.2°F
- t_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa = 278.9°C = 534.02°F
- t_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa = 322.5°C = 612.5°F

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

$$- \text{Juml. baris} = 79 \quad - L_s = 90 \text{ mm} \quad = 3.5433''$$

$$- D_o = 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ in} \quad - L_b = 94.5 \text{ mm} \quad = 3.72''$$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U'r = U' \tau \times K \times F_s$)

$U'\tau$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(1209.2 - 612.5) - (741.2 - 534.02)}{\ln\left(\frac{1209.2 - 612.5}{741.2 - 534.02}\right)} = 368.2267 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{534.02 + 612.5}{2} = 573.26 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dari harga $T_s = 573.26 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 368.2267 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $3.7 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{ } ^\circ\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, merupakan fungsi dari Pr & L

a. $Pr = \text{Tekanan parsial CO}_2 \& \text{H}_2\text{O}$, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga $HV = 23343.81 \text{ Btu/Lb}$, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari $Pr = 0.25$

b. $L = \text{Mean radiating length}$

$$D_o = 2'' \quad L_s = 3.5433'' \quad L_b = 3.72''$$

Maka,

$$-\frac{L_b}{D_o} = \frac{3.72}{2} = 1.86 \quad -\frac{L_s}{D_o} = \frac{3.5433}{2} = 1.722$$

Dengan grafik A-3, maka

$$\frac{L}{D_o} = 0.2444 \quad Pr \times L = 0.252 \times 0.4888$$

$$L = 0.4888'' \quad = 0.1232$$

dari harga $Pr \cdot L$ tersebut maka nilai $K = 0.31$ (grafik A-4)

2. F_s = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 2210 \text{ m}^2$$

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 50.8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 79$$

$$p = \text{Panjang pipa} = 2.34 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 50.8 \cdot 10^{-3} \times 79 \times 2.34 \text{ m}$$

$$= 29.5023 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{2210 - 29.5023}{2210} = 0.9866$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 3.7 \times 0.31 \times 0.9866$$

$$= 1.1316 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U'c = U'c \times F_{pp} \times Fa$)

$U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1574837.602 \text{ Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\text{Jumlah total diameter pipa} = 50.8 \times 10^{-3} \times 79 \times 2.34$$

$$= 9.3900 \text{ m}^2$$

$$\text{Total luasan} = 2.52 \times 11.0515$$

$$= 27.8498 \text{ m}^2$$

$$Ag = 27.8498 - 9.3900$$

$$= 18.4598 \text{ m}^2 = 198.6948 \text{ ft}^2$$

$$Gg = \frac{1574837.602}{198.6948}$$

$$= 7925.9125 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$$

Dari harga $Do = 2''$ dan $Gg = 7925.9125 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka,

$$U'cc = 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}}$$

$$= 0.287 \frac{7925.9125^{0.61}}{0.1667^{0.39}}$$

$$= 137.9688 \text{ Btu/(ft}^2\text{.jam.}^{\circ}\text{F)}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} Tf &= \frac{2Ts + \Delta Tm}{2} \\ &= \frac{2 \times 573.26 + 368.2267}{2} = 757.3733^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga Tf = 757.3733°F, kelembaban pada gas asap 10.67 %

maka Fpp = 0.12 (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada Tf = 757.3733 °F nilai K_{re} = 2.25 (grafik A-6)

$$\begin{aligned} \text{Reynold Number (Ne)} &= K_{re} \times Gg \\ &= 2.2 \times 7739.4263 = 17413.7092 \end{aligned}$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{Do} = 1.86 \quad -\frac{Ls}{Do} = 1.722 \quad - Ne = 17413.7092$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik 9, Fa = 1.0078

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times Fpp \times Fa \\ &= 137.9688 \times 0.12 \times 1.0078 \\ &= 16.6854 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$\begin{aligned} U_g &= U_{rg} + U_{cg} \\ &= 1.1316 + 16.6854 \\ &= 17.8169 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

3.3.2.2. PIPA-PIPA REHEATER

Data teknis pada bagian reheater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = 917°C = 1682.6°F
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = 374°C = 705.2°F
- t_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa = 329°C = 624.2°F
- t_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa = 541°C = 1005.8°F

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- Juml. baris = 116 - $L_s = 57 \text{ mm}$ = $2.2441^{\prime\prime}$
- $D_o = 45 \text{ mm} = 1.7716^{\prime\prime}$ - $L_b = 94.5 \text{ mm}$ = $3.72^{\prime\prime}$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U_{rg} = U'r \times K \times F_s$)

Θ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(1682.6 - 1005.26) - (705.2 - 624.2)}{\ln\left(\frac{1682.6 - 1005.26}{705.2 - 624.2}\right)}$$

$$= 280.65^{\circ}\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{624.2 + 1005.26}{2} = 815^{\circ}\text{F}$$

Dari harga $T_s = 815^{\circ}\text{F}$ dan $\Delta T_m = 280.65^{\circ}\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar $5.15 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^{\circ}\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga HV = 23343.81 Btu/Lb, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari Pr = 0.25

b. L = Mean radiating length

$$D_o = 1.7716" \quad L_s = 2.2441" \quad L_b = 3.72"$$

Maka,

$$\frac{L_b}{D_o} = \frac{3.72}{1.7716} \quad \frac{L_s}{D_o} = \frac{2.2441}{1.7716}$$

$$= 2.1 \quad = 1.2667$$

Dengan grafik A-3, maka

$$\frac{L}{D_o} = 0.2366 \quad Pr \times L = 0.252 \times 0.4191$$

$$L = 0.4191" \quad = 0.1047$$

dari harga Pr.L tersebut maka nilai dari K = 0.23 (grafik A-4)

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 6200 \text{ m}^2$$

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 45 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 115$$

$$p = \text{Panjang pipa} = 4.0485 \text{ m}$$

$$Sp = \Pi \times 45 \cdot 10^{-3} \times 116 \times 4.0485$$

$$= 66.3918 \text{ m}^2$$

$$Fs = \frac{Sb - Sp}{Sp}$$

$$= \frac{6200 - 66.3918}{6200} = 0.9893$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$Urg = U'r \times K \times Fs$$

$$= 5.15 \times 0.9893 \times 0.23$$

$$= 1.5284 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($Ucg = U'c \times Fpp \times Fa$)

⊕ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1574837.602 \quad \text{Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\text{Jumlah total diameter pipa} = 45.10^{-3} \times 116 \times 4.0485$$

$$= 21.1332 \quad \text{m}^2$$

$$\text{Total luasan} = 2.68 \times 11.0595$$

$$= 47.0305 \quad \text{m}^2$$

$$A_g = 47.0305 - 21.1332 \\ = 25.8973 \text{ m}^2 = 278.7497 \text{ ft}^2$$

$$G_g = \frac{1574837.602}{278.7497} \\ = 5649.6477 \text{ Lb/(jam . ft}^2)$$

Dari harga $D_o = 1.7716"$ dan $G_g = 5649.6477 \text{ Lb/(jam . ft}^2)$, maka

$$U'_{cc} = 0.287 \frac{G_g^{0.61}}{D_o^{0.39}} \\ = 0.287 \frac{5649.6477^{0.61}}{0.1476^{0.39}} = 117.6611 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F})$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$T_f = \frac{2T_s + \Delta T_m}{2} \\ = \frac{2 \times 815 + 280.65}{2} = 955.325 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Dengan harga $T_f = 955.325 \text{ }^{\circ}\text{F}$, kelembaban pada gas asap 10.67 %
maka $F_{pp} = 0.128$ (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $T_f = 955.325 \text{ }^{\circ}\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.74$ (grafik A-6)

$$\text{Reynold Number (Ne)} = K_{re} \times G_g \\ = 1.74 \times 5891.9194 = 10251.9398$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{L_b}{D_o} = 2.1 \quad -\frac{L_s}{D_o} = 1.2677 \quad -N_e = 10251.9398$$

harga F_a dapat ditentukan dengan grafik 9, $F_a = 0.8079$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times F_{pp} \times F_a \\ &= 117.6611 \times 0.128 \times 0.8079 \\ &= 12.1674 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (U_r), adalah :

$$\begin{aligned} U_r &= U_{rg} + U_{cg} \\ &= 1.5284 + 12.1674 \\ &= 13.6958 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F}) \end{aligned}$$

3.3.2.3. PIPA-PIPA SUPERHEATER

A. PRIMARY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian primary super heater didapat sebagai berikut :

- t_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = 917°C = 1682.6°F
- t_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = 654°C = 1209.2°F
- t'_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa = 359.275°C = 666.5°F
- t'_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa = 374.3°C = 705.74°F

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

$$\begin{aligned} -\text{Juml baris} &= 57 & -L_s &= 89 \text{ mm} & &= 3.5039 " \\ -D_o &= 50.8 \text{ mm} & = 2 \text{ in.} & & -L_b &= 189 \text{ mm} & & &= 7.4409 " \end{aligned}$$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U'_{r} = U'r \times K \times F_s$)

$\Theta \cdot U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\begin{aligned}\Delta T_m &= \frac{(t_1 - t'_2) - (t_2 - t'_1)}{\ln\left(\frac{t_1 - t'_2}{t_2 - t'_1}\right)} \\ &= \frac{(1682.6 - 705.74) - (1209.2 - 666.5)}{\ln\left(\frac{1682.6 - 705.74}{1209.2 - 666.5}\right)} \\ &= 738.63 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_s &= \frac{t_1 + t_2}{2} \\ &= \frac{666.5 + 705.74}{2} = 686.12 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

Dari harga $T_s = 686.12 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 738.63 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik A-1 adalah $6.0 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \text{ jam. } ^\circ\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari P_r & L

a. P_r = Tekanan parsial CO_2 dan H_2O , merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga $H_V = 23343.81 \text{ Btu/Lb}$, dari grafik A-2 dengan excess air sebesar 8% didapatkan harga dari $P_r = 0.25$

b. L = Mean radiating length

$$D_o = 2"$$

$$L_s = 3.5039"$$

$$L_b = 7.4409"$$

Maka,

$$\frac{L_b}{D_o} = \frac{7.4409}{2}$$

$$= 3.7205$$

$$\frac{L_s}{D_o} = \frac{3.5039}{2}$$

$$= 1.7579$$

Dengan grafik A-3, maka

$$\frac{L}{D_o} = 0.66$$

$$L = 1.32"$$

$$Pr \times L = 0.252 \times 1.32$$

$$= 0.33$$

dari harga Pr.L tersebut maka nilai dari dari grafik A-4 K = 0.6

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 1680 \text{ m}^2$$

Sp = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 50.8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 57$$

$$p = \text{Panjang pipa} = 2.3400 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 50.8 \times 10^{-3} \times 57 \times 2.3400 = 21.2865 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{1680 - 21.2865}{1680} = 0.9873$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 6 \times 0.6 \times 0.9873$$

$$= 3.5543 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U'c = U'c \times F_{pp} \times F_a$)

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$G_g = \frac{W_g}{A_g}$$

W_g = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$W_g = 1574837.602 \text{ Lb/jam}$$

A_g = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\begin{aligned} \text{Jumlah total diameter pipa} &= 50.8 \cdot 10^{-3} \times 57 \times 2.3400 \\ &= 6.7757 \text{ } m^2 \end{aligned}$$

$$\text{Total luasan} = 2.52 \times 11.0515 = 27.8498 \text{ } m^2$$

$$\begin{aligned} A_g &= 27.8498 - 6.7757 \\ &= 21.0741 \text{ } m^2 = 226.8342 \text{ } ft^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_g &= \frac{1574837.602}{226.8342} \\ &= 6942.6826 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

Dari harga $Do = 2"$ dan $G_g = 6942.6826 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka

$$\begin{aligned} U'cc &= 0.287 \frac{G_g^{0.61}}{Do^{0.39}} \\ &= 0.287 \frac{6942.6826^{0.61}}{0.1667^{0.39}} = 127.2601 \text{ Btu/(ft}^2 \text{.jam.}^{\circ}\text{F)} \end{aligned}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} \text{Tf} &= \frac{2\text{Ts} + \Delta\text{Tm}}{2} \\ &= \frac{2 \times 686.12 + 738.63}{2} = 1055.435 \quad ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga $\text{Tf} = 1055.435 \text{ } ^\circ\text{F}$, kelembaban pada gas asap 10.67 %

maka $\text{Fpp} = 0.129$ (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $\text{Tf} = 1055.435 \text{ } ^\circ\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.92$ (grafik A-6)

$$\begin{aligned} \text{Reynold Number (Ne)} &= K_{re} \times Gg \\ &= 1.9 \times 6735.9447 = 12933.0138 \end{aligned}$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{Do} = 3.7205 \quad -\frac{Ls}{Do} = 1.7579 \quad -\text{Ne} = 12933.0138$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik 9 $\text{Fa} = 0.8363$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} \text{Ucg} &= U'c \times \text{Fpp} \times \text{Fa} \\ &= 127.2601 \times 0.129 \times 0.8363 \\ &= 13.7291 (\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$\begin{aligned} Ur &= Urg + Ucg \\ &= 3.5543 + 13.7291 \\ &= 17.2835 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

B. SECONDARY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian secondary superheater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = 1562°C = 2843.6°F
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = 1194°C = 2181.2°F
- t_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa = 370.6°C = 699.08°F
- t_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa = 469.8°C = 877.64°F

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- Juml. baris = 28
- $L_s = 51 \text{ mm} = 2"$
- $D_o = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ in.}$
- $L_b = 378 \text{ mm} = 14.8818"$

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($U_{rg} = U'r \times K \times F_s$)

Θ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(2843.6 - 877.64) - (2181.2 - 699.06)}{\ln\left(\frac{2843.6 - 877.64}{2181.2 - 699.06}\right)}$$

$$= 1712.664^{\circ}\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{877.64 + 699.06}{2} = 788.36^{\circ}\text{F}$$

Dari harga $T_s = 788.36^{\circ}\text{F}$ dan $\Delta T_m = 1712.664^{\circ}\text{F}$, maka harga dari $U'r$ dapat diketahui pada grafik 2 sebesar $11.8 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^{\circ}\text{F})$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga HV = 18982.6089 Btu/Lb, dari grafik 4 dengan excess air

sebesar 8% didapatkan harga dari Pr = 0.25

b. L = Mean radiating length

$$D_o = 1.5'' \quad L_s = 2'' \quad L_b = 7''$$

Maka,

$$\frac{L_b}{D_o} = \frac{7}{1.5} \quad \frac{L_s}{D_o} = \frac{2}{1.5}$$

$$= 4.6667 \quad = 1.3333$$

Dengan grafik 5, maka :

$$\frac{L}{D_o} = 0.725 \quad Pr \times L = 0.25 \times 1.0875$$

$$L = 1.0875'' \quad = 0.2718$$

dari harga Pr.L tersebut maka nilai K = 0.52 (grafik 3)

2. Fs = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

S_b = Total luasan pipa. = 1050 m²

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 28$$

$$p = \text{Panjang pipa} = 3.9475 \text{ m}$$

$$Sp = \pi \times 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 13.2298 \text{ m}^2$$

$$Fs = \frac{Sb - Sp}{Sp}$$

$$= \frac{1050 - 13.2298}{1050} = 0.9874$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$Urg = U'r \times K \times Fs$$

$$= 11.8 \times 0.52 \times 0.9874$$

$$= 6.0586 \text{ Btu/(ft}^2 \text{ jam.}^{\circ}\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($Ucg = U'c \times Fpp \times Fa$)

④ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1574837.602 \text{ Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\text{Jumlah total diameter pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 4.2112 \text{ m}^2$$

$$\text{Total luasan} = 11.0515 \times 4.2525$$

$$= 46.9965 \text{ m}^2$$

$$A_g = 46.9965 - 4.2112 = 42.7853 \text{ m}^2 = 460.5260 \text{ ft}^2$$

$$Gg = \frac{1574837.602}{460.5260} = 3419.6497 \text{ Lb/(jam . ft}^2)$$

Dari harga $D_o = 1.5"$ dan $Gg = 3419.6497 \text{ Lb/(jam . ft}^2)$, maka

$$U'_{cc} = 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{D_o^{0.39}}$$

$$= 0.287 \frac{3419.6497^{0.61}}{0.1250^{0.39}} = 92.4306 \text{ Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^{\circ}\text{F})$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} Tf &= \frac{2Ts + \Delta Tm}{2} \\ &= \frac{2 \times 78836 + 1712.664}{2} = 1634.332 \text{ }^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga $T_f = 1634.332 \text{ }^{\circ}\text{F}$, kelembaban pada gas asap 10.67 %

maka $Fpp = 0.138$ (grafik 8.)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $T_f = 1634.332 \text{ }^{\circ}\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.25$ (grafik 6)

$$\text{Reynold Number (Ne)} = K_{re} \times Gg$$

$$= 1.25 \times 3445.8561 = 4307.3201$$

Maka dari harga-harga :

$$-\frac{Lb}{D_o} = 4.6667 \quad -\frac{Ls}{D_o} = 1.3333 \quad -Ne = 4307.3201$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik 9, $Fa = 0.7765$

Maka besarnya koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times F_{pp} \times F_a \\ &= 92.4306 \times 0.138 \times 0.7765 \\ &= 9.9045 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$\begin{aligned} Ur &= Urg + Ucg \\ &= 6.0525 + 9.9045 \\ &= 15.9631 \quad \text{Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

C. FINALLY SUPERHEATER

Data teknis pada bagian finally super heater didapat sebagai berikut :

- T_1 = Temperatur gas masuk ke susunan pipa. = $1194 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $2181.2 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- T_2 = Temperatur gas keluar dari susunan pipa = $917 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $1682.6 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_1 = Temperatur air masuk ke susunan pipa = $453.2 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $832.46 \text{ } {}^\circ\text{F}$
- t_2 = Temperatur air keluar dari susunan pipa = $537 \text{ } {}^\circ\text{C}$ = $1003.82 \text{ } {}^\circ\text{F}$

Dimensi dan susunan pipa-pipa :

- Juml.baris = 28 - $L_s = 50.8 \text{ mm}$ = 2"
- $D_o = 38.1 \text{ mm}$ = 1.5 in. - $L_b = 187 \text{ mm}$ = 7.3622"

a. Perhitungan koefisien perpindahan panas radiasi ($Urg = U'r \times K \times F_s$)

Θ $U'r$ = Basic radiation conductance (konduktivitas thermal secara radiasi dasar)

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\log\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$= \frac{(2151.05 - 1003.82) - (1682.6 - 832.46)}{\ln\left(\frac{2151.05 - 1003.82}{1682.6 - 832.46}\right)}$$

$$= 943.2487 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$= \frac{1003.82 + 832.46}{2} = 918.14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dari harga $T_s = 918.14 \text{ } ^\circ\text{F}$ dan $\Delta T_m = 1004.89 \text{ } ^\circ\text{F}$, maka harga dari U' r dapat diketahui pada grafik A-1 sebesar 9.6 Btu/(ft².jam. $^\circ\text{F}$)

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. K = Faktor Bahan bakar dan susunan pipa, yang merupakan fungsi dari Pr & L

a. Pr = Tekanan parsial CO₂ dan H₂O, merupakan unsur-unsur utama radiasi.

Dengan harga HV = 18982.6089 Btu/Lb, dari grafik A-2 dengan excess air

sebesar 8% didapatkan harga dari Pr = 0.25

b. L = Mean radiating length

$$D_o = 1.5''$$

$$L_s = 2''$$

$$L_b = 7''$$

Maka,

$$\frac{L_b}{D_o} = \frac{7}{1.5} \quad \frac{L_s}{D_o} = \frac{2}{1.5}$$

$$= 4.6667 \quad = 1.3333$$

Dengan grafik A-3, maka

$$\frac{L}{D_o} = 0.725 \quad Pr \times L = 0.25 \times 1.0875$$

$$L = 1.0875" \quad = 0.2718$$

dari harga $Pr \cdot L$ tersebut maka $K = 0.52$ (grafik A-4)

2. F_s = Faktor koreksi untuk radiasi antar pipa

$$S_b = \text{Total luasan pipa.} = 1050 \text{ m}^2$$

S_p = Luasan proyeksi pipa muka saat gas masuk.

$$= \pi \times D_o \times n \times p$$

$$\text{dimana, } D_o = \text{Diam. luar pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$n = \text{Jumlah baris pipa} = 28$$

$$p = \text{Panjang pipa} = 3.9475 \text{ m}$$

$$S_p = \pi \times 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 13.2298 \text{ m}^2$$

$$F_s = \frac{S_b - S_p}{S_p}$$

$$= \frac{820 - 13.2298}{820} = 0.9839$$

Maka koefisien perpindahan panas radiasi :

$$U_{rg} = U' r \times K \times F_s$$

$$= 9.6 \times 0.52 \times 0.9839$$

$$= 4.9116 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot {}^\circ\text{F})$$

b. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi ($U'c = U'c \times F_{pp} \times F_a$)

Θ $U'c$ = Basic convection Conductance (konduktivitas thermal konveksi dasar)

$$Gg = \frac{Wg}{Ag}$$

Wg = Berat gas hasil pembakaran sejumlah bahan bakar (kg/jam)

$$= 1574837.602 \quad \text{Lb/jam}$$

Ag = Luasan aliran bebas gas hasil pembakaran (m^2)

$$\text{Jumlah total diameter pipa} = 38.1 \cdot 10^{-3} \times 28 \times 3.9475$$

$$= 4.2112 \quad m^2$$

$$\text{Total luasan} = 11.0515 \times 4.2525$$

$$= 46.9965 \quad m^2$$

$$Ag = 46.9965 - 4.2212$$

$$= 42.7853 \text{ m}^2 = 460.5260 \text{ ft}^2$$

$$Gg = \frac{1574837.602}{460.5260}$$

$$= 3419.6497 \quad \text{Lb/(jam . ft}^2\text{)}$$

Dari harga $Do = 1.5"$ dan $Gg = 3419.6497 \text{ Lb/(jam . ft}^2\text{)}$, maka

$$U'cc = 0.287 \frac{Gg^{0.61}}{Do^{0.39}}$$

$$= 0.287 \frac{3419.6497^{0.61}}{0.1250^{0.39}} = 92.4306 \quad \text{Btu/(ft}^2 \cdot \text{jam.}^\circ\text{F)}$$

Dengan memasukan harga koreksi untuk :

1. Fpp = Faktor sifat-sifat fisik pada kondisi Tf.

$$\begin{aligned} \text{Tf} &= \frac{2\text{Ts} + \Delta\text{Tm}}{2} \\ &= \frac{2 \times 918.14 + 1004.89}{2} = 1420.585 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Dengan harga $\text{Tf} = 1420.585 \text{ } ^\circ\text{F}$, kelembaban pada gas asap 10.67 %

maka $\text{Fpp} = 0.1425$ (grafik A-5)

2. Fa = Faktor susunan pipa

Pada $\text{Tf} = 1420.585 \text{ } ^\circ\text{F}$ nilai $K_{re} = 1.47$ (grafik A-6)

$$\begin{aligned} \text{Reynold Number (Ne)} &= K_{re} \times Gg \\ &= 1.47 \times 3445.8561 = 5065.4085 \end{aligned}$$

Maka dari harga-harga :

$$- \frac{Lb}{Do} = 4.6667 \quad - \frac{Ls}{Do} = 1.3333 \quad - Ne = 5065.4085$$

harga Fa dapat ditentukan dengan grafik 9, $Fa = 0.7557$

Maka besarnya harga koefisien perpindahan panas konveksi :

$$\begin{aligned} U_{cg} &= U'c \times Fpp \times Fa \\ &= 92.4306 \times 0.1425 \times 0.7557 \times 1.0 \\ &= 9.9535 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

Sehingga Total koefisien perpindahan panas (Ur), adalah :

$$\begin{aligned} Ur &= U_{rg} + U_{cg} \\ &= 4.9116 + 9.9535 \\ &= 14.8651 \text{ Btu}/(\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}) \end{aligned}$$

3.4. KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS TOTAL (U_T)

Besarnya nilai koefisien perpindahan panas total (U_T) dipengaruhi oleh harga dari hambatan karena pengotoran (*fouling resistance*), R_f akibat penggunaan bahan bakar dan air umpan (*feed water*) yang dipakai.

Besarnya nilai hambatan adalah sebagai berikut :

- Air umpan yang diolah (*treated boiler feed water*), R_{fw} :

$$= 0.00009 \frac{(m^2 K)}{W} = 5.110733 \cdot 10^{-4} \frac{Ft^2 \cdot hr \cdot {}^{\circ}F}{Btu} *$$

- Gas asap natural gas, R_{fg} :

$$= 0.0009 \frac{(m^2 K)}{W} = 5.110733 \cdot 10^{-3} \frac{Ft^2 \cdot hr \cdot {}^{\circ}F}{Btu} †$$

(Heat Transfer Process, G.F. Hewitt, 1994)

- Gas asap minyak residu, R_{fo} :

$$= 1.5 \cdot 10^{-2} \frac{Ft^2 \cdot hr \cdot {}^{\circ}F}{Btu} ‡$$

Sehingga,

1. Untuk natural gas :

$$R_f = R_{fw} + R_{fg}$$

$$R_f = 5.110733 \cdot 10^{-4} + 5.110733 \cdot 10^{-3}$$

$$= 5.6218063 \cdot 10^{-3} \frac{Ft^2 \cdot hr \cdot {}^{\circ}F}{Btu}$$

* Heat Transfer Process, G.F. Hewitt, 1994

† Heat Transfer Process, G.F. Hewitt, 1994

‡ Steam Its Generation & Use, Babcock & Wilcox, 1966

2. Minyak residu

$$\begin{aligned}
 R_f &= R_{fw} + R_{fo} \\
 &= 5.110733 \cdot 10^{-4} + 1.5 \cdot 10^{-2} \\
 &= 1.55110733 \cdot 10^{-2} \frac{Ft^2 \cdot hr \cdot {}^{\circ}F}{Btu}
 \end{aligned}$$

Dari data tersebut di atas, bila harga-harga tersebut kita masukan ke dalam U_g , maka U_T bisa kita peroleh, adalah sebagai berikut :

$$U_T = \frac{U_g}{U_g + R_f} \text{ } \$$$

Bila ditampilkan dalam bentuk tabel, maka akan diperoleh hasil sebagai berikut :

Jenis	Minyak Residu				Natural Gas			
	Bagian	U_{RG}	U_{CG}	U_g	U_T	U_{RG}	U_{CG}	U_g
Ekonomiser	0.8879	15.0754	15.9633	12.6946	1.1361	16.6854	17.8169	16.0675
Reheater	1.4681	11.6673	13.1354	10.8389	1.5284	12.1674	13.6958	12.6381
Primary SH	2.9931	12.9032	15.8963	12.6522	3.5543	13.7269	17.2835	15.6325
Second. SH	5.3596	9.8059	15.1655	12.1848	6.0586	9.9045	15.9631	14.5443
Finnaly SH	4.2188	9.3710	13.5898	11.1465	4.9116	9.9535	14.8651	13.6272

3.5. KESETIMBANGAN PANAS

3.5.1. PERHITUNGAN PANAS TERPAKAI

Untuk mendapatkan kesetimbangan energi pada sistem ini terlebih dahulu kita harus menghitung besarnya energi/panas yang digunakan setiap komponen untuk menaikkan temperatur uap dan juga kita perhitungkan rugi-rugi panas yang terjadi pada proses.

Dari harga koefisien perpindahan panas total (U_T), yang telah dihitung di atas, bisa dihitung besarnya panas yang digunakan oleh bagian tertentu dengan menggunakan rumus :

$$Q = U_T \cdot A \cdot \Delta T_m$$

dimana , U_T = Koefisien perpindahan panas total.

A = Luasan permukaan perpindahan panas

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik.

Sehingga bila kita hitung dan ditampilkan dalam bentuk tabel akan didapat

Bagian	U_T	A	ΔT_m	Q
Ekonomiser	12.6946	2210	336.4375	102400474.6
Reheater	10.8389	6200	322.3745	234758041.8
Primary SH	12.6522	1680	668.0805	154055271.9
Second. SH	12.1848	1050	1577.9759	218956324.5
Finnaly SH	11.1465	820	943.2487	93442473.22
Total :				803612586

Untuk bagian evaporator dapat dihitung sebagai berikut :

a. Minyak residu

$$Q_{EVA} = m_s \cdot c_p \cdot \Delta T + m_s \cdot L$$

dimana,

m_s = Massa air (kg/jam) ΔT = Perbedaan temperatur ($^{\circ}\text{F}$)

c_p = Panas spesifik air (kcal/kg. $^{\circ}\text{F}$) L = Panas laten dari air (kj/kg)

Pada data didapat :

- P = 17.16 mPa - C_p = 1.0018 kcal/kg. $^{\circ}\text{K}$ - T_{avr} = 610.5 $^{\circ}\text{K}$

- T_1 = 322.5 $^{\circ}\text{C}$ - m_s = 644047 kg/jam - ΔT = 30

- T_2 = 352.5 $^{\circ}\text{C}$ - L = 201.067 kj/kg

Sehingga,

$$Q_{EVA} = m_s \cdot c_p \cdot \Delta T + m_s \cdot L$$

$$= 644047 \cdot (1.0018 \times 30 + 201.067)$$

$$= 148852786.7 \text{ kj/jam} (= 590692513.5 \text{ Btu/jam})$$

b. Natural gas

$$Q_{EVA} = m_s \cdot c_p \cdot \Delta T + m_s \cdot L$$

dimana,

m_s = Massa air (kg/jam) ΔT = Perbedaan temperatur ($^{\circ}\text{F}$)

c_p = Panas spesifik air (kcal/kg. $^{\circ}\text{F}$) L = Panas laten dari air (kj/kg)

Pada data didapat :

$$\begin{array}{lll}
 - P & = 17.16 \text{ mPa} & - m_s = 519591 \text{ kg/jam} \\
 - T_2 & = 352.5^\circ\text{C} & - L = 201.067 \text{ kj/kg} \\
 - T_1 & = 322.5^\circ\text{C} & - C_p = 1.0018 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{K}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{lll}
 - \Delta T & = 30 & - T_{avr} = 610.5^\circ\text{K}
 \end{array}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 Q_{EVA} &= m_s \cdot c_p \cdot \Delta T + m_s \cdot L \\
 &= 519591 \cdot (1.0018 \times 30 + 201.067) \\
 &= 124710919.4 \text{ kj/jam} \quad (= 494890341.5 \text{ Btu/jam})
 \end{aligned}$$

Untuk bagian evaporator dapat dihitung sebagai berikut :

a. Minyak residu :

$$Q_{AH} = m_o \cdot h_o - m_i \cdot h_i$$

dimana,

$$\begin{array}{ll}
 m_o = \text{Laju aliran massa udara keluar} & m_i = \text{Laju aliran massa udara masuk} \\
 m_i = 696200 \text{ kg/jam} & m_o = 632200 \text{ kg/jam} \\
 h_o = \text{Enthalphi udara pada kondisi } T_o & h_i = \text{Enthalphi udara pada kondisi } T_i \\
 h_i = 359.891 \text{ (} T_i = 86.1^\circ\text{C} \text{)} & h_o = 593.34 \text{ (} T_o = 313.4^\circ\text{C} \text{)}
 \end{array}$$

(Tabel :

$$\begin{aligned}
 Q_{AH} &= m_o \cdot h_o - m_i \cdot h_i \\
 &= 632200 \cdot 593.34 - 696200 \cdot 359.891 \\
 &= 124553433.8 \quad (= 121416376.06 \text{ Btu/jam})
 \end{aligned}$$

b. Natural Gas

$$Q_{AH} = m_o \cdot h_o - m_i \cdot h_i$$

dimana,

m_o = Laju aliran massa udara keluar

m_i = Laju aliran massa udara masuk

$m_i = 709500 \text{ kg/jam}$

$m_o = 644800 \text{ kg/jam}$

h_o = Enthalphi udara pada kondisi T_o

h_i = Enthalphi udara pada kondisi T_i

$h_o = 587.48 \quad (T_{go} = 308.6 \text{ }^{\circ}\text{C})$

$h_i = 359.891 \quad (T_{gi} = 86.1 \text{ }^{\circ}\text{C})$

(Tabel :

$$Q_{AH} = m_o \cdot h_o - m_i \cdot h_i$$

$$= 644800 \cdot 587.48 - 709500 \cdot 359.891$$

$$= 124904003.5 \quad (= 86323202.12 \text{ Btu/jam})$$

3.5.2. ANALISA KEHILANGAN PANAS

a. minyak residu (residual oil)

- Kehilangan panas yang terjadi akibat panas yang terbawa oleh gas asap kering.

$$Q_{LG} = W_{GD} \cdot c_p \cdot (T_{go} - T_{gi})$$

dimana ,

W_{GD} = Berat gas asap kering kg/kg bahan bakar = 14.9140 kg/kg

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata :

$$T_{12} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 T_{go} &= \text{Temp. gas keluar } {}^{\circ}\text{C} & T_{gi} &= \text{Temp. udara masuk } {}^{\circ}\text{C} \\
 &= 151 {}^{\circ}\text{C} & &= 40 {}^{\circ}\text{C} \\
 c_p &= \text{Panas spesifik dari flue gas KJ/kg} & &= 1.0112 \text{ KJ/kg } {}^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Dari data di atas maka besarnya Q_{LG} adalah :

$$\begin{aligned}
 Q_{LG} &= 14.9140 \cdot 1.0112 \cdot (151 - 40) \\
 &= 1673.9950 \text{ KJ/kg}
 \end{aligned}$$

Persentase panas yang hilang :

$$\begin{aligned}
 \% \text{ Heat Loss (HL)}_1 &= \frac{Q_{lg}}{HV} \times 100\% \\
 &= \frac{1673.9950}{44155.871} \times 100\% & = 3.7911 \%
 \end{aligned}$$

- Kehilangan panas karena kelembaban akibat pembakaran Hidrogen yang terkandung dalam bahan bakar :

$$Q_{LH} = W_{H2O} \cdot (hs - hw)$$

dimana ,

W_{H2O} = Berat uap air yang terjadi akibat pembakaran Hidrogen.

hs = Enthalpi uap pada kondisi (T_{go}) Temperatur udara (gas) keluar
{}^{\circ}\text{C}

hw = Enthalpi air pada kondisi (T_{gi}) Temperatur udara masuk {}^{\circ}\text{C}

Harga dari ($hs - hw$) ditentukan oleh temperatur gas keluar (T_{go}), dimana ketentuannya sebagai berikut :

- Jika gas keluar (T_{go}) > 300 °C, maka :

$$(hs - hw) = 2442 + 2.093 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

- Jika gas keluar (T_{go}) < 300 °C, maka :

$$(hs - hw) = 2492.6 + 1.926 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

Karena pada data yang didapat, diketahui bahwa gas keluar (T_{go}) < 300 °C, maka digunakan rumusan yang kedua, sehingga :

$$\begin{aligned}(hs - hw) &= 2492.6 + 1.926 \cdot 151 - 4.187 \cdot 40 \\ &= 2615.946 \text{ KJ/kg}\end{aligned}$$

Dari perhitungan sebelumnya diketahui bahwa W_{H20} adalah 1.035 kg/kg sehingga Q_{LH} dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}Q_{LH} &= W_{H20} \cdot (hs - hw) \\ &= 1.035 \cdot 2615.946 \\ &= 2707.5041 \text{ KJ/kg}\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}(HL)_2 &= \frac{Q_{LH}}{HV} \times 100\% \\ &= \frac{2707.5041}{44155.871} \times 100\% = 6.13\%\end{aligned}$$

- Kehilangan panas karena kelembaban udara pembakaran

$$Q_{LA} = W_A \cdot c_{p,g} \cdot (T_{go} - T_{gi})$$

untuk menentukan W_A maka,

$$W_A = W_{ad} \cdot W_a$$

dimana,

$$W_{ad} = \frac{\left[\left(\frac{N_2 \cdot (N_2)_w}{C \cdot (CO + CO_2)_w} \right) x \left(Cbb + \frac{12.01}{32.07} (S)_w \right) \right] - Nbb}{0.7681}$$

$$N_2 = \text{Berat molekul } N_2 = 28.02$$

$$(N_2)_w = \text{Berat produk } N_2 \text{ per kg gas asap (\%)} = 71.9706$$

$$C = \text{Berat molekul } C = 12.01$$

$$(CO)_w = \text{Berat produk CO per kg gas asap (\%)} = 0$$

$$(CO_2)_w = \text{Berat produk } CO_2 \text{ per kg gas asap (\%)} = 19.5417$$

$$C_{bb} = \text{Berat C per kg bahan bakar} = 0.85$$

$$(S)_w = \text{Berat produk S per kg gas asap (\%)} = 0.029$$

$$N_{bb} = \text{Berat N per kg bahan bakar} = 0.002$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\left[\left(\frac{28.02 \cdot 71.9706}{12.01 \cdot (0 + 19.5417)} \right) x \left(0.85 + \frac{12.01}{32.07} 0.029 \right) \right] - 0.002}{0.7681} \\ &= \frac{7.3949}{0.7685} \\ &= 9.62253 \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

Untuk menentukan W_A digunakan grafik Psikometrik :

Dry bulb temperature = 28 °C

$$\text{Wet bulb temperature} = 23.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Maka dari kedua data tersebut dapat diketahui :

$$\text{Relative Humidity } (\phi) = 69 \text{ \%}$$

$$\text{Water content } (W_a) = 0.0221 \text{ kg/kg}$$

Dari data-data di atas maka dapat diketahui besarnya W_A :

$$W_A = W_a \cdot W_{ad}$$

$$= 0.0221 \cdot 9.62253$$

$$= 0.2128 \text{ kg/kg}$$

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata :

$$T_{12} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana,

$$T_{go} = \text{Temperatur udara (gas) keluar } ^\circ\text{C}$$

$$T_{gi} = \text{Temp. udara masuk } ^\circ\text{C}$$

$$= 151 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{maka, } T_{12} = \frac{151 + 40}{2}$$

$$= 95.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Harga c_p pada $T_{12} = 95.5 \text{ }^\circ\text{C}$, adalah 1.892 KJ/kg. $^\circ\text{C}$

Sehingga Q_{LA} adalah :

$$Q_{LA} = W_A \cdot c_{p,g} \cdot (T_{go} - T_{gi})$$

$$= 0.2128 \cdot 1.892 \cdot (151 - 40)$$

$$= 44.691 \text{ KJ/kg}$$

$$(HL)_3 = \frac{Q_{la}}{HV} \times 100\%$$

$$= \frac{44.691}{44155871} \times 100\% = 0.1012\%$$

b. Gas alam (natural gas)

- Kehilangan panas yang terjadi akibat panas yang terbawa oleh gas asap kering.

$$Q_{LG} = W_{GD} \cdot c_p \cdot (T_{go} - T_{gi})$$

dimana ,

$$W_{GD} = \text{Berat gas asap kering kg/kg bahan bakar} = 17.975 \text{ kg/kg}$$

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata :

$$T_{12} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana,

$$T_{go} = \text{Temp. gas keluar } ^\circ\text{C} \quad T_{gi} = \text{Temp. udara masuk } ^\circ\text{C}$$

$$= 130 \text{ } ^\circ\text{C} \quad = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_p = \text{Panas spesifik dari flue gas KJ/kg} = 1.0088 \text{ KJ/kg } ^\circ\text{C}$$

Dari data di atas maka besarnya Q_{LG} adalah :

$$Q_{LG} = 17.975 \cdot 1.0088 \cdot (130 - 40)$$

$$= 1631.9862 \text{ KJ/kg}$$

Persentase panas yang hilang :

$$(HL)_1 = \frac{Qlg}{HV} \times 100\% \\ = \frac{1631.9862}{54161.9727} \times 100\% = 3.013\%$$

- Kehilangan panas karena kelembaban akibat pembakaran Hidrogen yang terkandung dalam bahan bakar :

$$Q_{LH} = W_{H2O} \cdot (hs - hw)$$

dimana ,

W_{H2O} = Berat uap air yang terjadi akibat pembakaran Hidrogen.

hs = Enthalpi uap pada kondisi (T_{go}) Temperatur udara (gas) keluar °C

hw = Enthalpi air pada kondisi (T_{gi}) Temperatur udara masuk °C

Harga dari ($hs - hw$) ditentukan oleh temperatur gas keluar (T_{go}), dimana ketentuannya sebagai berikut :

- Jika gas keluar (T_{go}) > 300 °C, maka :

$$(hs - hw) = 2442 + 2.093 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

- Jika gas keluar (T_{go}) < 300 °C, maka :

$$(hs - hw) = 2492.6 + 1.926 \cdot T_{go} - 4.187 \cdot T_{gi}$$

Karena pada data yang didapat, diketahui bahwa gas keluar (T_{go}) < 300 °C, maka digunakan rumusan yang kedua, sehingga :

$$(hs - hw) = 2492.6 + 1.926 \cdot 130 - 4.187 \cdot 40$$

$$= 2575.5 \text{ KJ/kg}$$

Dari perhitungan sebelumnya diketahui bahwa W_{H20} adalah 2.1473 kg/kg sehingga Q_{LH} dapat ditentukan sebagai berikut :

$$Q_{LH} = W_{H20} \cdot (hs - hw)$$

$$= 2.1473 \cdot 2575.5$$

$$= 5530.37115 \text{ KJ/kg}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \% \text{ Heat Loss (HL)}_2 &= \frac{Q_{LH}}{HV} \times 100\% \\ &= \frac{5530.37115}{54161.9727} \times 100\% = 10.21\% \end{aligned}$$

- Kehilangan panas karena kelembaban udara pembakaran

$$Q_{LA} = W_A \cdot c_{p,g} \cdot (T_{go} - T_{gi})$$

untuk menentukan W_A maka,

$$W_A = W_{ad} \cdot W_a$$

dimana,

$$W_{ad} = \frac{\left[\left(\frac{N_2 \cdot (N_2)_w}{C \cdot (CO + CO_2)_w} \right) \times \left(Cbb + \frac{12.01}{32.07} (S)_w \right) \right] - Nbb}{0.7681}$$

$$N_2 = \text{Berat molekul } N_2 = 28.02$$

$$(N_2)_w = \text{Berat produk } N_2 \text{ per kg gas asap (\%)} = 74.3439$$

$$\begin{aligned}
 C &= \text{Berat molekul C} & = 12.01 \\
 (CO)_w &= \text{Berat produk CO per kg gas asap (\%)} & = 0 \\
 (CO_2)_w &= \text{Berat produk CO}_2 \text{ per kg gas asap (\%)} & = 13.58 \\
 C_{bb} &= \text{Berat C per kg bahan bakar} & = 0.7517 \\
 (S)_w &= \text{Berat produk S per kg gas asap (\%)} & = 0 \\
 N_{bb} &= \text{Berat N per kg bahan bakar} & = 0.0126
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\left[\left(\frac{28.02.74.3439}{12.01.(0+13.58)} \right) x \left(0.7517 + \frac{12.01}{32.07} 0 \right) \right] - 0.0126}{0.7681} \\
 &= \frac{9.5884}{0.7685} \\
 &= 12.4767 \quad \text{kg/kg}
 \end{aligned}$$

Untuk menentukan W_A digunakan grafik Psikometrik :

$$\text{Dry bulb temperature} = 28^\circ\text{C}$$

$$\text{Wet bulb temperature} = 23.5^\circ\text{C}$$

Maka dari kedua data tersebut dapat diketahui :

$$\text{Relative Humidity } (\phi) = 69 \%$$

$$\text{Water content } (W_a) = 0.0221 \quad \text{kg/kg}$$

Dari data-data di atas maka dapat diketahui besarnya W_A :

$$W_A = W_a \cdot W_{ad}$$

$$= 0.2757 \text{ kg/kg}$$

Harga c_p didapat dari tabel specific heat pada suhu rata-rata :

$$T_{12} = \frac{T_{go} + T_{gi}}{2}$$

dimana,

$$T_{go} = \text{Temperatur gas keluar } {}^\circ\text{C} \quad T_{gi} = \text{Temperatur udara masuk } {}^\circ\text{C}$$

$$= 130 {}^\circ\text{C} \quad = 40 {}^\circ\text{C}$$

$$\text{maka,} \quad T_{12} = \frac{130 + 40}{2}$$

$$= 85 {}^\circ\text{C}$$

Harga c_p pada $T_{12} = 85 {}^\circ\text{C}$, adalah 1.0132 KJ/kg. ${}^\circ\text{C}$

Sehingga Q_{LA} adalah :

$$\begin{aligned} Q_{LA} &= W_A \cdot c_{p,g} \cdot (T_{go} - T_{gi}) \\ &= 0.2757 \cdot 1.0132 \cdot (130 - 40) \\ &= 25.1405 \text{ KJ/kg} \end{aligned}$$

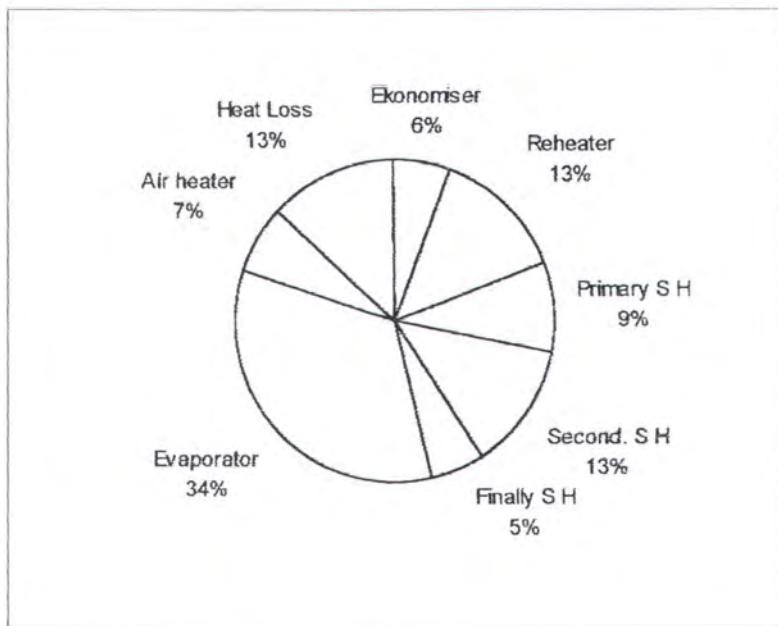
maka,

$$\begin{aligned} \% (\text{HL})_3 &= \frac{Q_{la}}{HV} \times 100\% \\ &= \frac{25.1405}{54161.9727} \times 100\% \\ &= 0.046 \% \end{aligned}$$

3.5.3. HEAT BALLANCE

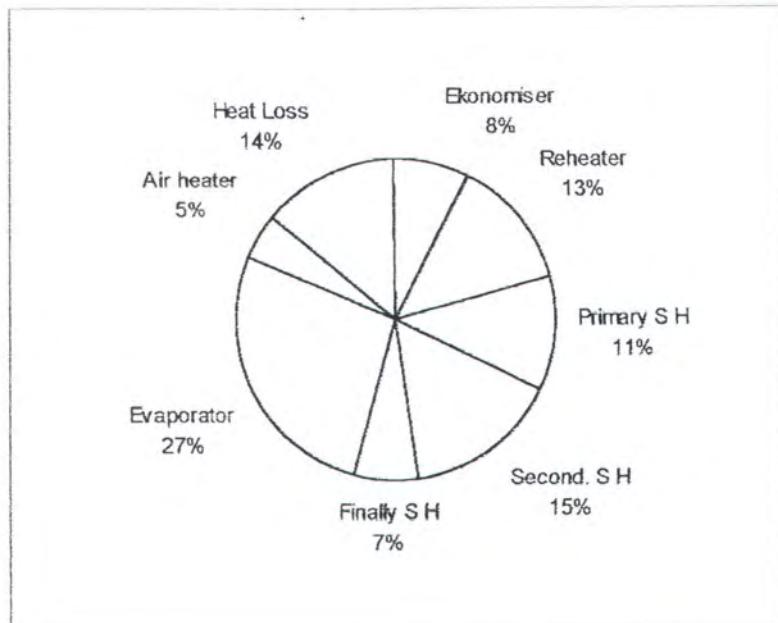
Heat ballance atau kesetimbangan panas adalah perbandingan panas yang dihasilkan dengan panas yang digunakan, disajikan dengan gambar berikut :

a. Residual oil :



Dari diagram di atas terlihat bahwa energi panas yang berguna (efisiensi thermis) sekitar 87 % dari energi hasil pembakaran bahan bakar dan kehilangan panas sekitar 13 % dari energi awal.

b. Natural gas.



Pada sistem dengan bahan bakar natural gas didapat kan sebagai berikut :

- Energi yang terpakai / berguna sekitar 86 %.
- Energi terbuang sekitar 14 %.

3.6. ANALISA

Dari hasil perhitungan sebelumnya di dapatkan hasil, bila ditampilkan dalam bentuk tabel adalah sebagai berikut :

1. Bahan bakar residual oil (minyak residu)

No	Nama Bagian	Q	η Thermis
1	Ekonomiser	102400474.6	5.8816
2	Reheater	234758041.8	13.4839
3	Primary S H	154055271.9	8.8486
4	Secondary S H	218956324.5	12.5763
5	Finally S H	93442473.22	5.3671
6	Air Heater	121416376.1	6.9739
7	Evaporator	590692513.5	33.9279
η Thermis Total			87.0593
Heat Losses			10.0223
Total			97.0816

2. Bahan bakar Natural gas (gas alam)

No	Nama Bagian	Q	η Thermis
1	Ekonomiser	141677996.6	7.7534
2	Reheater	236699879.1	12.9536
3	Primary S H	208796961.6	11.4266
4	Secondary S H	281522950	15.4065
5	Finally S H	120864433.1	6.6144
6	Air Heater	86323202.12	4.7241
7	Evaporator	494890341.5	27.0832
η Thermis Total			85.9618
Heat Losses			13.2690
Total			99.2308

Dari kedua tabel di atas dapat dibandingkan bahwa sistem yang menggunakan bahan bakar natural gas mempunyai efisiensi thermis lebih kecil, dengan perbedaan 1.0975 %. Dari hasil perhitungan tersebut dapat diterangkan sebab dari berkurangnya efisiensi thermis dari sistem dengan bahan bakar natural gas sebagai berikut :

1. Bagian Reheater

Pada reheater keluaran uap dibatasi sampai temperatur 541 °C sehingga dengan koefisien perpindahan panas yang lebih besar seharusnya kenaikan uap pada reheater, dengan temperatur masuk 329 °C, lebih besar dari 541 °C

karena adanya batasan ini maka untuk itu diberikan tambahan air umpan (*feed water*) tambahan untuk menurunkan suhu uap yang disebut *Reheater Spray Water* sehingga dengan sejumlah panas yang diberikan sebagian dibutuhkan untuk memanaskan air umpan tambahan, hal inilah yang membuat efisiensi thermis menurun.

2. Pada bagian air heater.

Pada bagian air heater residual oil mempunyai efisiensi thermis lebih tinggi karena temperatur gas buangnya lebih besar (151°C) dibandingkan natural gas (130°C) tetapi hal ini diimbangi pula oleh kerugian yang lebih besar pada kerugian gas buang.

3. Kandungan unsur Hidrogen pada bahan bakar.

Adanya kandungan Hidrogen pada bahan bakar natural gas yang lebih besar (21.9 % berat) dibandingkan dengan minyak residu (11.5 % berat), menyebabkan bertambahnya kehilangan panas.

Hidrogen pada bahan bakar akan ikut bereaksi pada saat proses pembakaran menghasilkan H_2O (air) yang segera menguap dan mendapatkan pemanasan lanjut, kemudian akan bergabung dengan unsur-unsur gas asap lainnya dimana akan ikut serta dalam proses perpindahan panas yang seterusnya keluar melalui cerobong.

4. Pada bagian Evaporator.

Pada bagian evaporator ini terjadi perbedaan efisiensi thermis yang besar antara natural gas dengan residual oil.

Hal tersebut dapat terjadi karena adanya radiasi dari nyala api (*flame radiation*) hasil proses pembakaran, dimana hasil nyala dari bahan bakar gas adalah termasuk ke dalam golongan *non luminous flame*, yang mana nyala dari api adalah biru redup yang berasal dari proses kimia komponen-komponen gas (adanya kandungan methane). Nyala api yang kebiru-biruan tersebut sedikit sekali pengaruhnya terhadap efek pemanasan atau penambahan panas pada radiasi gas, radiasi oleh unsur CO_2 dan H_2O , sehingga energi radiasi yang dipancarkan tidak begitu besar.

Sedangkan hasil pembakaran dari residual oil menghasilkan nyala yang berwarna kekuningan yang berasal dari adanya partikel solid (karbon) yang bercahaya (*luminous*) karena bertemperatur tinggi dan mengandung energi atau panas dari proses pembakaran, hal tersebut dapat meningkatkan radiasi gas dan otomatis meningkatkan energi radiasi yang dipancarkan nyala api ke sekeliling bagian, terutama dalam bagian evaporator..[†]

Jadi dapat disimpulkan bahwa efek nyala api yang termasuk dalam golongan *luminous flame* mempunyai energi radiasi yang dipancarkan lebih besar dibandingkan dengan yang termasuk ke dalam golongan *non luminous*

* Analisis of Heat and Mass Transfer, ERG. Eckert, Robert M. Drake,JR, 1972

† Engineering Heat Transfer, Shao Ti Hsu, Sc.D,1963

flame, akibatnya panas yang diterima evaporator akan lebih besar sehingga efisiensi thermis yang dihasilkan akan lebih besar.

BAB IV

KESIMPULAN

BAB IV

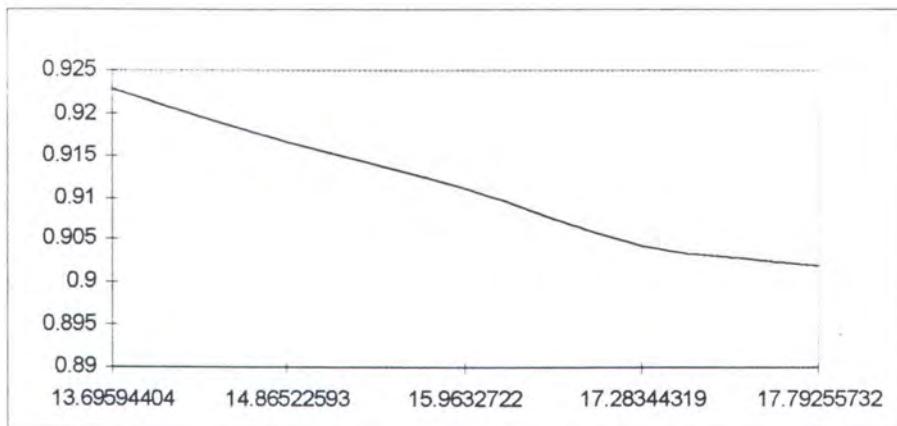
KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisa maka dapat diambil suatu kesimpulan adalah sebagai berikut :

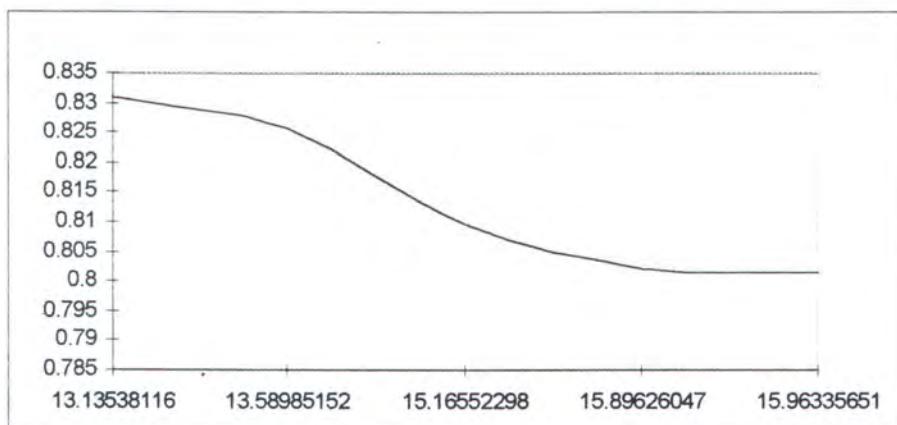
1. Adanya pengaruh pengotoran baik yang timbul dari bahan bakar maupun air umpan (*feed water*) yang digunakan sangat berpengaruh terhadap besarnya nilai koefisien perpindahan panas sehingga besarnya panas yang hilang akan bertambah karena adanya hambatan dari pengotoran tersebut, yang biasa disebut *fouling resistance*.

Dari perhitungan pada bab pembahasan, dari besarnya nilai koefisien perpindahan panas gas (U_g) dan koefisien perpindahan panas total (U_T) bisa kita dapatkan suatu nilai perbandingan antara U_T dengan U_g yang disebut *cleanliness factor* (F_c). Nilai tersebut bisa dilihat pada grafik dibawah ini yang menunjukan antara U_g dengan F_c :

a. Grafik Cleanliness Factor untuk natural gas :



b. Grafik Cleanliness Factor untuk residual oil :



2. Dengan faktor pengotoran yang lebih kecil pada bahan bakar natural gas maka pada beberapa bagian dari sistem, efisiensi thermisnya lebih besar daripada dengan bahan bakar residual oil, tetapi pada bagian tertentu terutama evaporator efisiensi thermis residual oil lebih baik karena partikel solid hasil proses pembakaran pada residual oil yang mengotori pipa-pipa perpindahan panas tidak selamanya merugikan, karena keberadaannya pula yang dapat menimbulkan peningkatan perpindahan panas secara radiasi pada evaporator. Hal ini

disebabkan oleh energi yang dipancarkan partikel tersebut yang diperoleh dari proses pembakaran.

3. Terjadinya kehilangan panas yang besar pada natural gas lebih banyak disebabkan oleh kandungan unsur Hidrogen yang besar, (21.9 % berat) dibandingkan dengan minyak residu (11.5 % berat), karena dalam proses pembakaran Hidrogen akan membentuk H_2O (air) yang segera menguap dan mendapatkan pemanasan lanjut. Proses selanjutnya uap tersebut akan bergabung dengan gas-gas hasil pembakaran yang lainnya dan keluar melalui cerobong.

4. Di bawah ini adalah tabel perbandingan kehilangan panas yang terjadi antara residual oil dan natural gas :

No	Jenis kehilangan panas	Residual oil	natural gas
1.	Kehilangan panas terbawa oleh gas asap kering	3.7911 %	3.0130 %
2.	Kehilangan panas karena kandungan Hidrogen dalam bahan bakar	6.1300 %	10.2100 %
3.	Kehilangan panas karena kelembaban udara pembakaran	0.1012 %	0.0460 %
4.	Kehilangan panas saat proses perpindahan panas (adanya fouling factor)	2.9184 %	0.7692 %
Total kehilangan panas :		12.9407 %	14.0381
Efisiensi :		87.0593 %	85.9618 %

DAFTAR PUSTAKA

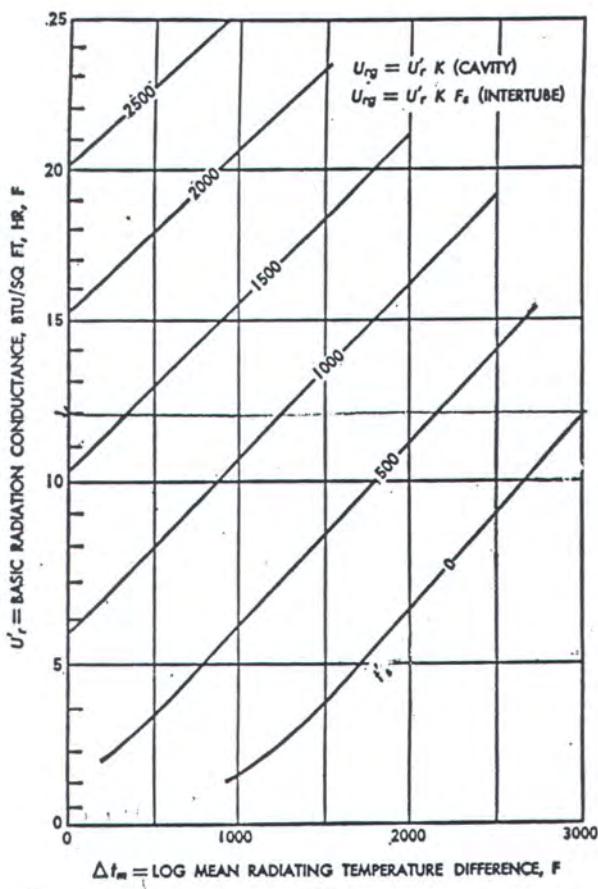
DAFTAR PUSTAKA

1. Archie W. Culp, JR, Principles of Energy Conversion, Mc Graw Hill Book Co.. Tokyo, 1979.
2. Babcock & Wilcox Co., Steam Its Generation and Use, 1963.
3. Eckert, E.R.G., Robert M. Drake, JR, Analisys of Heat and Mass Transfer, Mc Graw Hill Book Co., Tokyo, 1972
4. El Wakil M.M., Power Plant Technology, Mc Graw Hill Book Co., Singapore. 1985
5. Gustaf A. Gaffert, Sc.D., Steam Power Station, Mc Graw Hill Book Co.. Tokyo, 1952
6. Harry A. Sorensen, Energy Conversion System, John Willey and Sons, Canada. 1963.
7. Hewitt G.F., Shiras G.L., Bott T.R., Heat Transfer Process , CRC Pess. Inc., Florida, 1994
8. Holman J.P., Perpindahan Kalor, Erlangga, Jakarta, 1984
9. Incropera F.P. , De Witt D.P., Fundamental of Heat Transfer, John Willey & Sons, New York, 1990
10. Kenneth Wark, Thermodynamics, Mc Graw Hill Book Co., New York, 1983
11. Robert Siegel, John R. Howell, Thermal Radiation Heat Transfer, Mc Graw Hill Book Co., Tokyo, 1972
12. Shao Ti Hsu, Sc.D., Engineering Heat Transfer, D. Van Nostrand Co. Inc.. New Jersey, 1963
13. Syamsir A. Muin, Ir., Pesawat-Pesawat Konversi Energi I (Ketel Uap). Rajawali Pers, Jakarta, 1988
14. Tjokrowisastro E.H., Ir.,ME., Budi Utomo K.W., Ir.,ME., Teknik Pembakaran Dasar dan Bahan Bakar, ITS, 1990

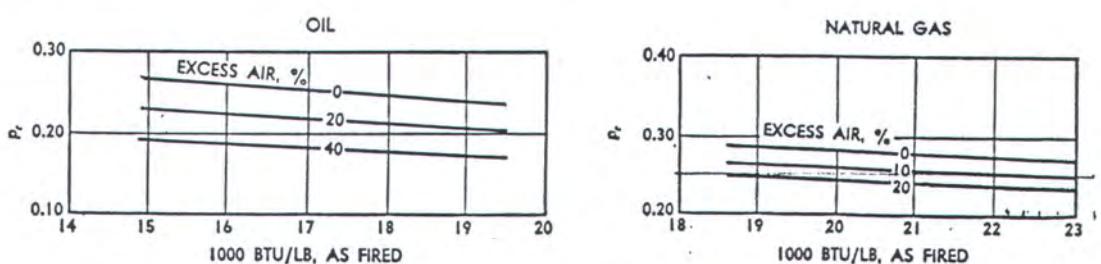
LAMPIRAN

Duta Jasa

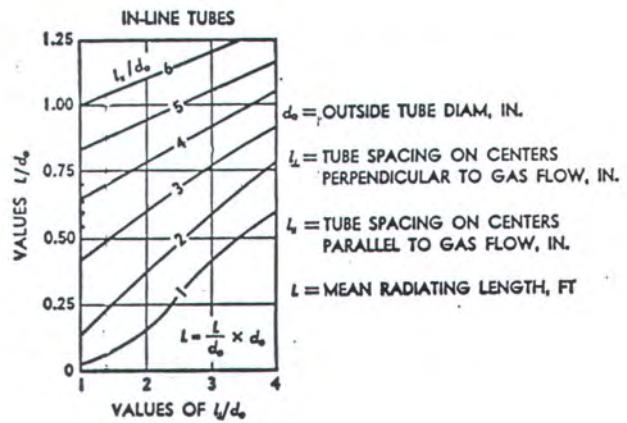
Grafik A-1. Basic radiation conductance (U'_r) sbg fungsi dari LMTD (ΔT_m) dan Temperatur rata-rata uap (T_s)



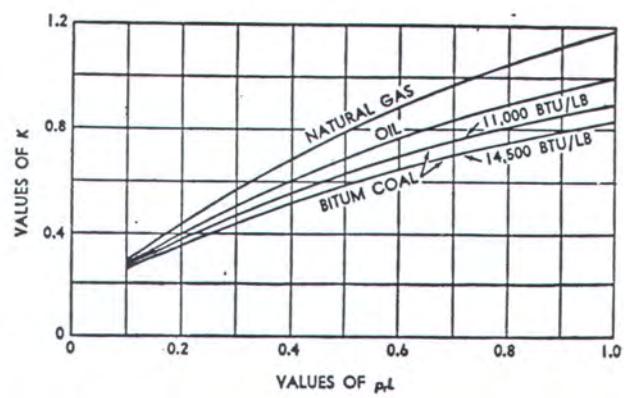
Grafik A-2. Tekanan parsial unsur-unsur utama radiasi (CO₂ dan H₂O)

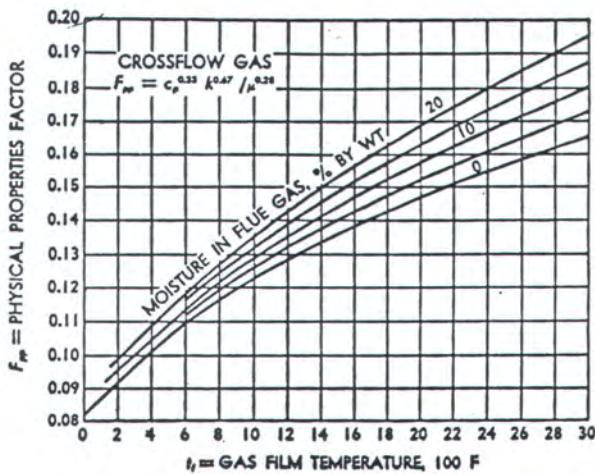
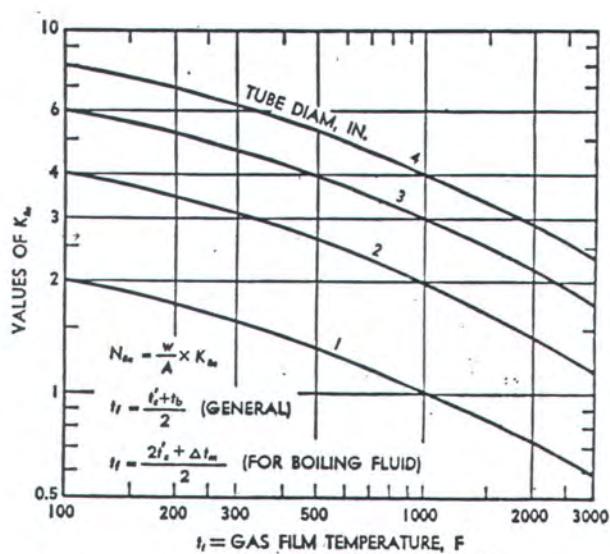


Grafik A-3. Panjang radiasi rata-rata (mean radiation length ,L)

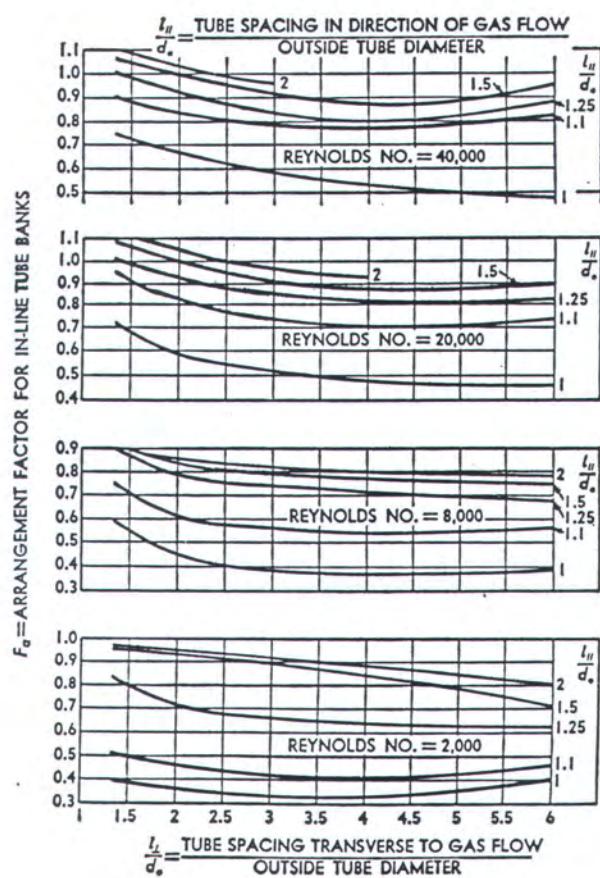


Grafik A-4. Pengaruh jenis bahan bakar dan harga Pr.L terhadap perpindahan panas radiasi

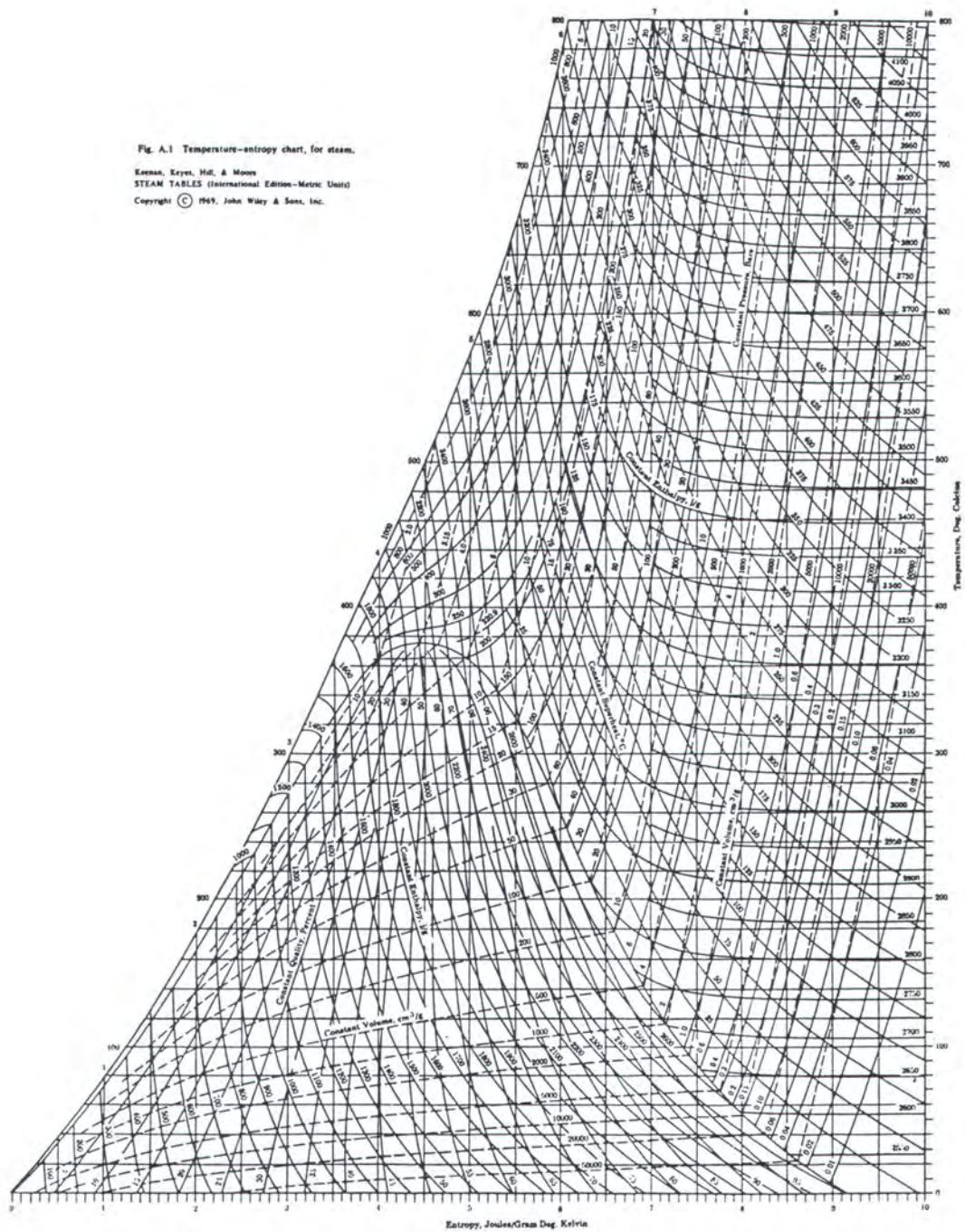


Grafik A-5. Pengaruh gas film temperature (t_f) terhadap sifat-sifat fisik (F_{pp})Grafik A-6. Penentuan besarnya Reynold Number dengan menentukan nilai K_{re}

Grafik A-7. Peengaruh Reynold Number dan jarak antar pipa.



Grafik A-8. T-S diagram



**Tabel perhitungan koefisien thermal
Residual Oil**

No.	Nama bagian	U'r	K	Fs	URG	Ucc	Fpp	Fa	UCG
1	Ekonomiser	3.0000	0.30	0.9866	0.8879	131.8902	0.1142	1.0009	15.0754
2	Reheater	5.3000	0.28	0.9893	1.4681	112.4772	0.1265	0.8200	11.6673
3	Primary S H	5.7200	0.53	0.9873	2.9931	121.6534	0.1271	0.8345	12.9032
4	Secondary S H	11.8000	0.46	0.9874	5.3596	88.3583	0.1425	0.7788	9.8059
5	Finally S H	9.5286	0.45	0.9839	4.2188	88.3583	0.1390	0.7630	9.3710

**Tabel perhitungan koefisien thermal
Natural Gas**

No.	Nama bagian	U'r	K	Fs	URG	Ucc	Fpp	Fa	UCG
1	Ekonomiser	3.6200	0.31	0.9866	1.1072	137.9688	0.1200	1.0078	16.6854
2	Reheater	5.1500	0.30	0.9893	1.5285	117.6611	0.1280	0.8079	12.1675
3	Primary S H	6.0000	0.60	0.9873	3.5543	127.2601	0.1290	0.8363	13.7292
4	Secondary S H	11.8000	0.52	0.9874	6.0587	92.4306	0.1380	0.7765	9.9046
5	Finally S H	9.6000	0.52	0.9839	4.9116	92.4306	0.1425	0.7557	9.9536

**Tabel perhitungan koefisien thermal total
Residual Oil**

No.	Nama bagian	URG	UCC	Ug	Rf	UT	As	Tm
1	Ekonomiser	0.8879	15.0754	15.9634	1.5511073E-02	12.7952	23787.6635	336.4375
2	Reheater	1.4681	11.6673	13.1354	1.5511073E-02	10.9121	66734.6216	322.3745
3	Primary S H	2.9931	12.9032	15.8963	1.5511073E-02	12.7520	18082.9297	668.0805
4	Secondary S H	5.3596	9.8059	15.1655	1.5511073E-02	12.2775	11301.8311	1577.9759
5	Finally S H	4.2188	9.3710	13.5899	1.5511073E-02	11.2239	8826.1919	943.2487
6	Evaporator							
7	Reheater							

**Tabel perhitungan koefisien thermal total
Natural Gas**

No.	Nama bagian	URG	UCC	Ug	Rf	UT	As	Tm
1	Ekonomiser	1.1072	16.6854	17.7926	5.6218000E-03	16.1747	23787.6635	368.2267
2	Reheater	1.5285	12.1675	13.6959	5.6218000E-03	12.6381	66734.6216	280.6500
3	Primary S H	3.5543	13.7292	17.2834	5.6218000E-03	15.6325	18082.9297	738.6300
4	Secondary S H	6.0587	9.9046	15.9633	5.6218000E-03	14.5443	11301.8311	1712.6640
5	Finally S H	4.9116	9.9536	14.8652	5.6218000E-03	13.6272	8826.1919	1004.8900
6	Evaporator							
7	Reheater							

Q	%
102400474.6	5.8816
234758041.8	13.4839
154055271.9	8.8486
218956324.5	12.5763
93442473.22	5.3671
590692513.5	33.9279
121416376.1	6.9739
Total :	87.0593
Heat Loss :	10.0223
	97.0816

Q	%
141677996.6	7.7534
236699879.1	12.9536
208796961.6	11.4266
281522950	15.4065
120864433.1	6.6144
494890341.5	27.0832
86323202.12	4.7241
Total :	85.9618
Heat Loss :	13.269
	99.2308

Tabel A-2. Nilai kalor unsur

Values of the enthalpy of formation, Gibbs function of formation, absolute entropy, and enthalpy of vaporization at 25°C and 1 atm

Δh_f^0 , Δg_f^0 , and $h_{f\#}$ in kJ/kgmol; s^0 in kJ/(kgmol · K)

Substance	Formula	Δh_f^0	Δg_f^0	s^0	$h_{f\#}$
Carbon	C(s)	0	0	5.74	
Hydrogen	H ₂ (g)	0	0	130.57	
Nitrogen	N ₂ (g)	0	0	191.50	
Oxygen	O ₂ (g)	0	0	205.04	
Carbon monoxide	CO(g)	-110,530	-137,150	197.56	
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	-393,520	-394,380	213.67	
Water	H ₂ O(g)	-241,820	-228,590	188.72	
Water	H ₂ O(l)	-285,830	-237,180	69.95	44,010
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	-136,310	-105,600	232.63	61,090
Ammonia	NH ₃ (g)	-46,190	-16,590	192.33	
Oxygen	O(g)	249,170	231,770	160.95	
Hydrogen	H(g)	218,000	203,290	114.61	
Nitrogen	N(g)	472,680	455,510	153.19	
Hydroxyl	OH(g)	39,040	34,280	183.75	
Methane	CH ₄ (g)	-74,850	-50,790	186.16	
Acetylene (Ethyne)	C ₂ H ₂ (g)	226,730	209,170	200.85	
Ethylene (Ethene)	C ₂ H ₄ (g)	52,280	68,120	219.83	
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	-84,680	-32,890	229.49	
Propylene (Propene)	C ₃ H ₆ (g)	20,410	62,720	266.94	
Propane	C ₃ H ₈ (g)	-103,850	-23,490	269.91	15,060
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	-126,150	-15,710	310.03	21,060
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	-146,440	-8,200	348.40	31,410
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (g)	-208,450	17,320	463.67	41,460
n-Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	-249,910	6,610	360.79	
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	82,930	129,660	269.20	33,830
Methyl alcohol	CH ₃ OH(g)	-200,890	-162,140	239.70	37,900
Methyl alcohol	CH ₃ OH(l)	-238,810	-166,290	126.80	
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	-235,310	-168,570	282.59	42,340
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	-277,690	-174,890	160.70	
Mercury	Hg(l)	0	0	77.24	
Mecuric oxide	HgO(c)	-90,210	-58,400	70.45	
Manganese	Mn(c)	0	0	31.8	
Manganese dioxide	MnO ₂ (c)	-520,030	-465,180	53.14	
Manganese trioxide	Mn ₂ O ₃ (c)	-958,970	-881,150	110.5	
Lead	Pb(c)	0	0	64.81	
Lead oxide	PbO ₂ (c)	-277,400	-217,360	68.6	
Lead sulfate	PbSO ₄ (c)	-919,940	-813,200	148.57	
Zinc	Zn(c)	0	0	41.63	
Zinc oxide	ZnO(c)	-348,280	-318,320	43.64	
Sulfuric acid	H ₂ SO ₄ (l)	-813,990	-690,100	156.90	
Sulfuric acid	(aq, m = 1)	-909,270	-744,630	20.1	
Silver oxide	Ag ₂ O(c)	-31,050	-11,200	121.7	

Sources: From the JANAF Thermochemical Tables, Dow Chemical Co., 1971; Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties, NBS Technical Note 270-3, 1968; and API Research Project 44, Carnegie Press, 1953.

Table 27.1. Fouling Resistances in Water Systems

Water Type	Fouling Resistance [(m ² · K) / W]
Seawater (43°C maximum outlet)	0.000275 to 0.00035
Brackish water (43°C maximum outlet)	0.00035 to 0.00053
Treated cooling tower water (49°C maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Artificial spray pond (49°C) maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Closed loop treated water	0.000175
River water	0.00035 to 0.00053
Engine jacket water	0.000175
Distilled water or closed cycle condensate	0.00009 to 0.000175
Treated boiler feedwater	0.00009
Boiler blowdown water	0.00035 to 0.00053

Table 27.2. Fouling Resistances for Some Service Liquid Streams

Liquid	Fouling Resistance [(m ² · K) / W]
No. 2 fuel oil	0.00035
No. 6 fuel oil	0.0009
Transformer oil	0.000175
Engine lube oil	0.000175
Refrigerants	0.000175
Hydraulic fluid	0.000175
Industrial organic HT fluids	0.000175 to 0.00035
Ammonia	0.000175
Ammonia (oil bearing)	0.00053
Methanol solutions	0.00035
Ethanol solutions	0.00035
Ethylene glycol solutions	0.00035

Table 27.3. Fouling Resistances for Some Service Gas or Vapor Streams

Gas or Vapor	Fouling Resistance [(m ² · K) / W]
Steam (non-oil-bearing)	0.0009
Exhaust steam (oil-bearing)	0.00026 to 0.00035
Refrigerant (oil-bearing)	0.00035
Compressed air	0.000175
Ammonia	0.000175
Carbon dioxide	0.00035
Coal flue gas	0.00175
Natural gas flue gas	0.00090

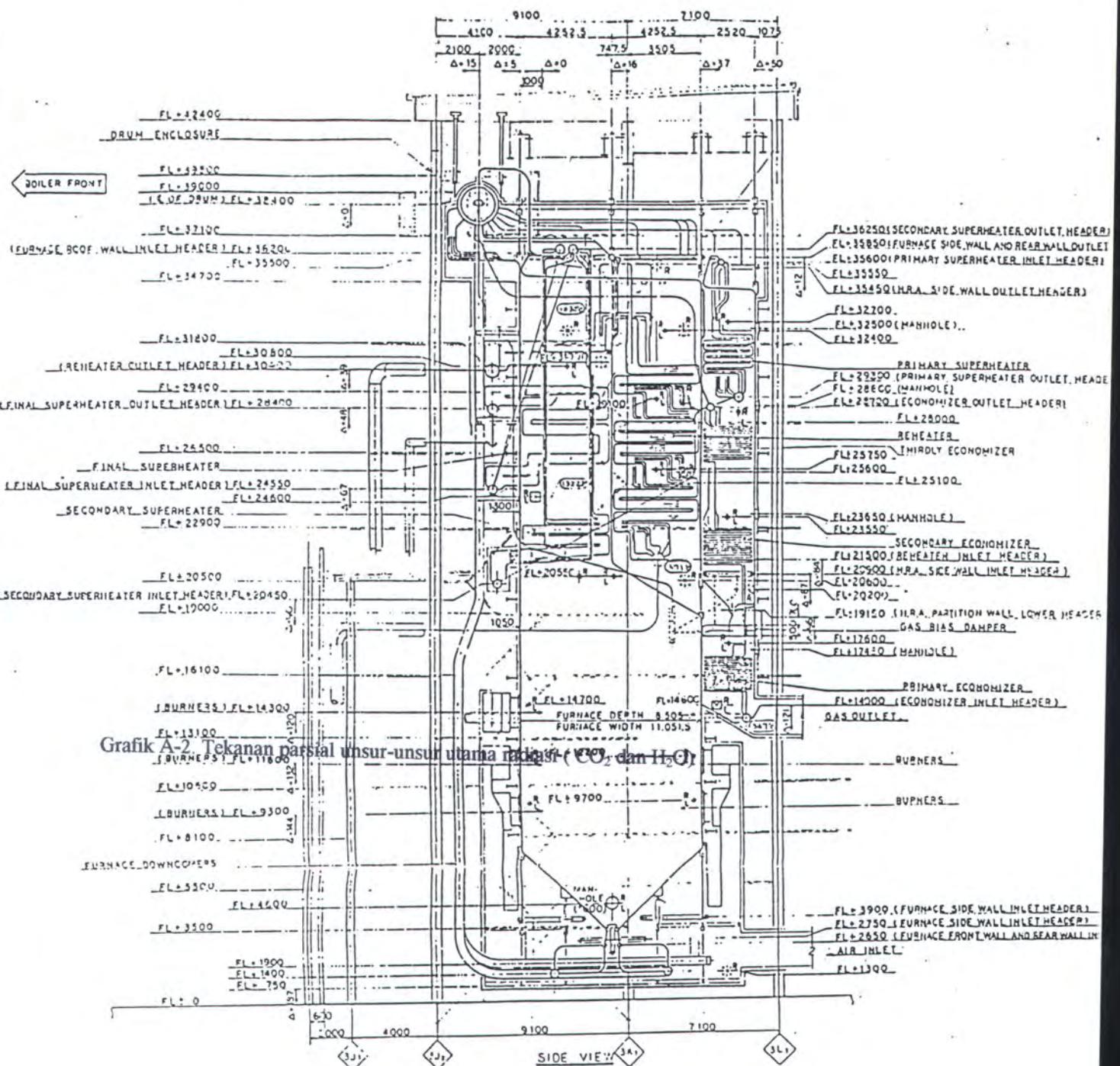
Ideal-gas properties of air

$T,$ $^{\circ}\text{R}$	$h,$ Btu/lb	p_r	$u,$ Btu/lb	v_r	$s^0,$ Btu/(lb \cdot $^{\circ}\text{R}$)	$T,$ $^{\circ}\text{R}$	$h,$ Btu/lb	p_r	$u,$ Btu/lb	v_r	$s^0,$ Btu/(lb \cdot $^{\circ}\text{R}$)
360	85.97	0.3363	61.29	396.6	0.50369	860	206.46	7.149	147.50	44.57	0.71323
380	90.75	0.4061	64.70	346.6	0.51663	880	211.35	7.761	151.02	42.01	0.71886
400	95.53	0.4858	68.11	305.0	0.52890	900	216.26	8.411	154.57	39.64	0.72438
420	100.32	0.5760	71.52	270.1	0.54058	920	221.18	9.102	158.12	37.44	0.72979
440	105.11	0.6776	74.93	240.6	0.55172	940	226.11	9.834	161.68	35.41	0.73509
460	109.90	0.7913	78.36	215.33	0.56235	960	231.06	10.61	165.26	33.52	0.74030
480	114.69	0.9182	81.77	193.65	0.57255	980	236.02	11.43	168.83	31.76	0.74540
500	119.48	1.0590	85.20	174.90	0.58233	1000	240.98	12.30	172.43	30.12	0.75042
520	124.27	1.2147	88.62	158.58	0.59173	1040	250.95	14.18	179.66	27.17	0.76019
537	128.10	1.3593	91.53	146.34	0.59945	1080	260.97	16.28	186.93	24.58	0.76964
540	129.06	1.3860	92.04	144.32	0.60078	1120	271.03	18.60	194.25	22.30	0.77880
560	133.86	1.5742	95.47	131.78	0.60950	1160	281.14	21.18	201.63	20.29	0.78767
580	138.66	1.7800	98.90	120.70	0.61793	1200	291.30	24.01	209.05	18.51	0.79628
600	143.47	2.005	102.34	110.88	0.62607	1240	301.52	27.13	216.53	16.93	0.80466
620	148.28	2.249	105.78	102.12	0.63395	1280	311.79	30.55	224.05	15.52	0.81280
640	153.09	2.514	109.21	94.30	0.64159	1320	322.11	34.31	231.63	14.25	0.82075
660	157.92	2.801	112.67	87.27	0.64902	1360	332.48	38.41	239.25	13.12	0.82848
680	162.73	3.111	116.12	80.96	0.65621	1400	342.90	42.88	246.93	12.10	0.83604
700	167.56	3.446	119.58	75.25	0.66321	1440	353.37	47.75	254.66	11.17	0.84341
720	172.39	3.806	123.04	70.07	0.67002	1480	363.89	53.04	262.44	10.34	0.85062
740	177.23	4.193	126.51	65.38	0.67665	1520	374.47	58.78	270.26	9.578	0.85767
760	182.08	4.607	129.99	61.10	0.68312	1560	385.08	65.00	278.13	8.890	0.86456
780	186.94	5.051	133.47	57.20	0.68942	1600	395.74	71.73	286.06	8.263	0.87130
800	191.81	5.526	136.97	53.63	0.69558	1650	409.13	80.89	296.03	7.556	0.87954
820	196.69	6.033	140.47	50.35	0.70160	1700	422.59	90.95	306.06	6.924	0.88758
840	201.56	6.573	143.98	47.34	0.70747	1750	436.12	101.98	316.16	6.357	0.89542

$T, {}^{\circ}\text{R}$	$h, \text{Btu/lb}$	p_r	$u, \text{Btu/lb}$	v_r	$s^0, \text{Btu}/(\text{lb} \cdot {}^{\circ}\text{R})$	$T, {}^{\circ}\text{R}$	$h, \text{Btu/lb}$	p_r	$u, \text{Btu/lb}$	v_r	$s^0, \text{Btu}/(\text{lb} \cdot {}^{\circ}\text{R})$
1800	449.71	114.0	326.32	5.847	0.90308	3300	879.02	1418	652.81	.8621	1.07585
1850	463.37	127.2	336.55	5.388	0.91056	3350	893.83	1513	664.20	.8202	1.08031
1900	477.09	141.5	346.85	4.974	0.91788	3400	908.66	1613	675.60	.7807	1.08470
1950	490.88	157.1	357.20	4.598	0.92504	3450	923.52	1719	687.04	.7436	1.08904
2000	504.71	174.0	367.61	4.258	0.93205	3500	938.40	1829	698.48	.7087	1.09332
2050	518.61	192.3	378.08	3.949	0.93891	3550	953.30	1946	709.95	.6759	1.09755
2100	532.55	212.1	388.60	3.667	0.94564	3600	968.21	2068	721.44	.6449	1.10172
2150	546.54	233.5	399.17	3.410	0.95222	3650	983.15	2196	732.95	.6157	1.10584
2200	560.59	256.6	409.78	3.176	0.95919	3700	998.11	2330	744.48	.5882	1.10991
2250	574.69	281.4	420.46	2.961	0.96501	3750	1013.1	2471	756.04	.5621	1.11393
2300	588.82	308.1	431.16	2.765	0.97123	3800	1028.1	2618	767.60	.5376	1.11791
2350	603.00	336.8	441.91	2.585	0.97732	3850	1043.1	2773	779.19	.5143	1.12183
2400	617.22	367.6	452.70	2.419	0.98331	3900	1058.1	2934	790.80	.4923	1.12571
2450	631.48	400.5	463.54	2.266	0.98919	3950	1073.2	3103	802.43	.4715	1.12955
2500	645.78	435.7	474.40	2.125	0.99497	4000	1088.3	3280	814.06	.4518	1.13334
2550	660.12	473.3	485.31	1.996	1.00064	4050	1103.4	3464	825.72	.4331	1.13709
2600	674.49	513.5	496.26	1.876	1.00623	4100	1118.5	3656	837.40	.4154	1.14079
2650	688.90	556.3	507.25	1.765	1.01172	4150	1133.6	3858	849.09	.3985	1.14446
2700	703.35	601.9	518.26	1.662	1.01712	4200	1148.7	4067	860.81	.3826	1.14809
2750	717.83	650.4	529.31	1.566	1.02244	4300	1179.0	4513	884.28	.3529	1.15522
2800	732.33	702.0	540.40	1.478	1.02767	4400	1209.4	4997	907.81	.3262	1.16221
2850	746.88	756.7	551.52	1.395	1.03282	4500	1239.9	5521	931.39	.3019	1.16905
2900	761.45	814.8	562.66	1.318	1.03788	4600	1270.4	6089	955.04	.2799	1.17575
2950	776.05	876.4	573.84	1.247	1.04288	4700	1300.9	6701	978.73	.2598	1.18232
3000	790.68	941.4	585.04	1.180	1.04779	4800	1331.5	7362	1002.5	.2415	1.18876
3050	805.34	1011	596.28	1.118	1.05264	4900	1362.2	8073	1026.3	.2248	1.19508
3100	820.03	1083	607.53	1.060	1.05741	5000	1392.9	8837	1050.1	.2096	1.20129
3150	834.75	1161	618.82	1.006	1.06212	5100	1423.6	9658	1074.0	.1956	1.20738
3200	849.48	1242	630.12	0.955	1.06676	5200	1454.4	10539	1098.0	.1828	1.21336
3250	864.24	1328	641.46	0.907	1.07134	5300	1485.3	11481	1122.0	.1710	1.21923

Source: Data abridged from J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

Gambar B-1. Sistem pada boiler secara keseluruhan



STEAM GENERATOR

1. Type : IHI-FW SR-BOX TYPE
2. Manufacturer : Ishikawajima - Harima Heavy Industries Co.,LTD
3. Steam generation (kg/hr) : 643000
4. Design pressure (kg/cm².g) : 199
5. Design temperature (°C)

Superheater outlet	: 541
Reheater	: 541
6. Effective heating surface (m²)

Economizer surface	: 2210
Reheater surface	: 6200
Primary superheater	: 1680
Secondary superheater	: 1050
Finally superheater	: 820

GRESIK STEAM POWER PLANT UNIT III IV
BOILER DATA (COMBUSTION TEST/KODECO)

ITEM	TX No.	UNIT	AVERAGE	AVERAGE	AVERAGE	AVERAGE
LOAD		MW	50	100	150	200
A - BFP BSTR SUCT TEMP	U*G10T01	°C	112.3	147.6	162.7	175.1
B - BFP BSTR SUCT TEMP	U*G10T02	°C	124.2	126.1	162.7	175.1
C - BFP BSTR SUCT TEMP	U*G10T03	°C	117.6	135.4	146.1	158.6
A - BFP DISCH. TEMP.	U*G10T11	°C	126.3	149.0	164.8	177.5
B - BFP DISCH. TEMP.	U*G10T12	°C	126.6	146.4	165.1	177.6
C - BFP DISCH. TEMP.	U*G10T13	°C	131.2	146.9	154.2	166.8
FEED WATER TEMP.	U*G10T21	°C	126.3	148.5	164.4	176.9
ECO IN FEED WTR TEMP.	U*G10T31	°C	205.4	238.8	260.6	278.0
PRI SH. OUT TEMP. - A	U*E40T01	°C	355.3	367.9	371.1	372.9
PRI SH. OUT TEMP. - B	U*E40T02	°C	355.7	368.6	370.2	374.3
SEC. SH IN TEMP. - A	U*E50T01	°C	351.4	353.3	361.0	367.5
SEC. SH IN TEMP. - B	U*E50T02	°C	351.5	357.9	364.2	370.6
SEC. SH OUT TEMP. - A	U*E50T11	°C	443.7	473.1	470.3	469.8
SEC. SH OUT TEMP. - B	U*E50T12	°C	445.0	467.4	472.6	467.4
FINAL SH IN TEMP. - A	U*E50T01	°C	443.9	433.0	434.4	440.3
FINAL SH IN TEMP. - B	U*E50T02	°C	445.3	440.2	442.8	444.7
FINAL SH OUT TEMP. - A	U*E60T11	°C	528.0	540.3	538.8	539.0
FINAL SH OUT TEMP. - B	U*E60T12	°C	528.5	540.0	539.9	539.9
GEN OUTPUT	U*S20W05	MW	49.8	99.7	149.6	200.2
UNIT FUEL GAS TEMP	U*A90T30	°C	26.8	26.3	22.2	20.0
FUEL GAS FLOW (COMP)	U*A90G01	Nm³/H	11,946.0	21,649.7	31,443.0	41,428.0
UNIT GAS CALORIE -BTU	U*A90G02	BTU/FT³	1,174.3	1,177.0	1,179.3	1,185.0
UNIT FUEL SPEC GRAVITY	U*A90G03	-	0.66	0.66	0.66	1.67
UNIT GAS CALORIE -CAL	U*A90G04	kCal/Nm³	11,020.0	11,039.3	11,067.0	11,113.0
ARCO/KODECO LINE N2	A90G22/10	MOL%	0.91	0.91	0.90	0.90
ARCO/KODECO LINE CO2	A90G23/11	MOL%	0.38	0.38	0.38	0.38
ARCO/KODECO LINE CH4	A90G24/12	MOL%	86.10	86.00	85.73	85.60
ARCO/KODECO LINE C2H6	A90G25/13	MOL%	6.33	6.37	6.40	6.39
ARCO/KODECO LINE C3H8	A90G25/14	MOL%	3.89	3.95	4.04	4.09
ARCO/KODECO LINE I-C4H10	A90G27/15	MOL%	0.72	0.73	0.77	0.79
ARCO/KODECO LINE N-C4H10	A90G28/16	MOL%	1.04	1.06	1.10	1.14
ARCO/KODECO LINE I-C5H12	A90G29/17	MOL%	0.33	0.34	0.34	0.37
ARCO/KODECO LINE N-C5H12	A90G30/18	MOL%	0.35	0.35	0.36	0.38
ARCO/KODECO LINE N-C6H14	A90G31/19	MOL%	0.06	0.06	0.06	0.06
ARCO/KODECO CALORIE	A90G32/20	BTU	1,172.00	1,174.30	1,178.70	1,182.30
ARCO/KODECO SPEC. GRAVITY	A90G33/21	-	0.66	0.66	0.66	0.67

ON-LINE GAS CHRO. DATA

Lampiran B

4

LOAD		MW	50	100	150	200
HP. AUX. STEAM HDR TEMP.	U3G70T01	°C	338.5	257.3	265.4	273.1
HP. AUX. STEAM PRESS.	U3G70P01	Kg/cm ²	15.4	15.4	16.3	16.0
LP. AUX. STEAM PRESS.	U3G70P02	Kg/cm ²	7.3	6.5	8.1	8.0
AIR FLOW (A/B)	U3A60F01	% / %	31.4/25.6	51.6/45.8	67.3/63.8	87.3/85.7
A - FDF OUT AIR DRAFT.	U3A10P01	mm Aq	168.0	379.0	606.0	951.0
B - FDF OUT AIR DRAFT.	U3A10P02	mm Aq	158.0	360.0	588.0	936.0
A - AH OUTLET AIR DRAFT	U3A60P01	mm Aq	131.9	308.5	495.7	785.2
B - AH OUTLET AIR DRAFT	U3A60P02	mm Aq	129.7	299.1	487.5	773.2
WINDBOX AIR DRAFT	U3A70P01	mm Aq	125.4	282.8	455.9	735.3
C W BOX / FRNC DIFF. DRAFT	U3A70P01	mm Aq	58.9	86.2	107.4	139.6
O FURNACE DRAFT	U3A60P01	mm Aq	67.6	193.9	336.3	563.9
M ECON. OUT GAS DRAFT	U3A90P01	mm Aq	13.3	67.4	133.5	244.3
P FDF INLET AIR TEMP.	U3A10T11	°C	26.9	25.0	30.7	31.1
U A - AH INLET AIR TEMP.	U3A60T01	°C	102.7	95.8	86.8	78.1
T A - AH OUTLET AIR TEMP.	U3A60T11	°C	244.9	271.1	294.3	309.8
E B - AH INLET AIR TEMP.	U3A60T02	°C	102.3	98.6	90.5	86.1
R B - AH OUTLET AIR TEMP.	U3A60T12	°C	257.2	278.8	300.5	313.4
A A - AH INLET GAS TEMP.	U3A80T01	°C	269.0	300.9	329.0	350.9
D A - AH OUTLET GAS TEMP.	U3A80T11	°C	122.7	131.2	134.9	138.1
A B - AH INLET GAS TEMP.	U3A80T02	°C	276.0	304.8	334.1	352.8
T B - AH OUTLET GAS TEMP.	U3A80T12	°C	138.1	138.2	138.3	141.4
A SCAH DRAIN TEMP.	U3G70T11	°C	116.8	115.8	113.9	115.8
SCAH DRAIN FLOW	U3G70F01	m ³ /h	7.9	10.1	11.7	10.4
HSD OIL BNR INLET	U3C60P02	Kg/cm ²	11.1	11.0	11.1	11.1
RESIDUAL OIL FLOW (ABC)	U3D60G02	m ³ /h	14.4	26.0	36.1	47.0
RO BNR IN PRESS.	U3D60P05	Kg/cm ²	14.7	14.1	15.7	18.5
HTR. OUTLET RO TEMP.	U3D80T11	°C	81.7	81.4	80.6	80.1
RESIDUAL OIL FLOW	U3D60T01	m ³ /h	16.2	24.0	31.8	48.6
ATMIZ STEAM PRESS.	U3G70P01	Kg/cm ²	10.4	10.6	10.6	10.3
ATMIZ STEAM FLOW	U3G70F04	m ³ /h	0.6	1.0	1.2	1.1
ARCO GAS PRS AFT PCV	U3A80P11	Kg/cm ²	--	--	--	--
KDCO GAS PRS AFT PCV	U3A80P21	Kg/cm ²	11.8	11.9	11.9	11.7
UNIT GAS PRS AFFTER PCV	U3A80P30	Kg/cm ²	2.3	2.3	2.3	2.4
BNR INLET GAS PRESS	U3A90P31	Kg/cm ²	--	--	--	--
UNIT FUEL GAS FLOW	U3A90F30	Nm ³ /h	--	--	--	--

	LOAD		MW	50	100	150	200
	GENERATOR OUTPUT	U3G20H05	MW	49.4	99.0	149.6	200.2
D	DRUM PRESS.	U3E20P01	Kg/cm ²	170.5	172.7	177.1	184.1
	BOILER OUT STEAM PRESS.	U3G20P01	Kg/cm ²	169.6	169.8	170.5	171.4
C	COLD RH STEAM PRESS.	U3G40P01	Kg/cm ²	8.0	15.8	23.7	32.7
H	HOT RH STEAM PRESS.	U3G50P01	Kg/cm ²	7.6	15.1	22.7	31.3
R	RH BOWL STEAM PRESS.	U3H40P01	Kg/cm ²	7.8	15.2	22.8	31.3
M	MAIN STEAM TEMP.	U3G20T01	°C	530.0	539.9	537.3	534.3
G	COLD RH STEAM TEMP.	U3G40T01	°C	255.9	284.1	297.5	320.0
I	RH INLET STEAM TEMP.	U3G40T02	°C	256.1	284.3	297.3	319.9
S	RH OUTLET STEAM TEMP.	U3G50T02	°C	510.0	540.9	542.0	540.7
C	HOT RH STEAM TEMP.	U3G50T03	°C	497.6	538.4	538.3	537.3
O	DRUM LEVEL (LEFT/RIGHT)	U3E20L01	mm/mm	8/-10	0/10	18/-13	-16/-17
M	FEED WATER PRESS.	U3G10P01	Kg/cm ²	254.3	214.5	236.2	205.2
P	ECO IN FW PRESS.	U3G10P02	Kg/cm ²	173.5	176.1	181.2	189.4
U	A - BFP DISCH. TEMP.	U3G10T11	°C	131.9	143.2	165.2	163.6
T	B - BFP DISCH. TEMP.	U3G10T12	°C	128.7	149.4	165.3	177.5
E	C - BFP DISCH. TEMP.	U3G10T13	°C	134.7	143.1	156.9	177.6
R	FEED WATER TEMP.	U3G10T21	°C	128.3	148.9	164.7	177.0
	ECO IN FW TEMP.	U3G10T31	°C	205.0	238.3	259.5	276.0
D	FEED WATER FLOW	U3G11G10	t/h	173.2	301.5	478.5	664.1
A	MAIN STEAM FLOW	U3G20G10	t/h	171.7	315.1	485.2	668.4
T	PRI SH. OUT TEMP. - A	U3E40T01	°C	353.0	366.4	363.3	364.0
A	PRI SH. OUT TEMP. - B	U3E40T02	°C	354.4	366.7	364.7	365.0
	SEC. SH IN TEMP. - A	U3E50T01	°C	357.6	368.3	366.6	368.1
	SEC. SH IN TEMP. - B	U3E50T02	°C	358.2	368.3	367.5	368.9
	SEC. SH OUT TEMP. - A	U3E50T11	°C	458.9	484.3	465.6	452.9
	SEC. SH OUT TEMP. - B	U3E50T12	°C	449.4	493.0	456.1	447.3
	FINAL SH IN TEMP. - A	U3E60T01	°C	458.4	441.8	455.6	453.2
	FINAL SH IN TEMP. - B	U3E60T02	°C	448.7	447.9	443.7	447.2
	FINAL SH OUT TEMP. - A	U3E60T11	°C	526.7	540.1	540.8	537.0
	FINAL SH OUT TEMP. - B	U3E60T12	°C	524.0	540.4	534.3	532.8
	SH SPRAY WATER FLOW	U3E50F01	t/h	--	14.2	5.1	--
	RH SPRAY WATER FLOW	U3E71F01	t/h	--	--	--	--
	AUX. STEAM FLOW (SH).	U3G70G11	t/h	6.7	2.2	--	1.1
	AUX. STEAM FLOW (CRH).	U3G70G12	t/h	0.7	1.2	1.4	1.4

PERFORMANCE DATA OF STEAM GENERATOR

(1/6)

Insert all data in these columns

Lampiran B

Gas Firing

Items	Unit	50 MW ECR	100 MW ECR	150 MW ECR	200 MW ECR	200 MW MCR	BOILER MCR (EXTENDED LOAD)
Steam generator	(kg/H)	166,781	297,756	445,760	610,591	629,232	660,000
Drum pressure	(kg/cm ² g)	170,2	172,5	177,0	184,0	184,9	186,5
SH outlet pressure	(kg/cm ² g)	169,4	170,1	171,5	173,6	173,9	174,4
All outlet pressure	(kg/cm ² g)	8,2	15,5	23,2	31,5	32,3	34,0
Econ. inlet pressure	(kg/cm ² g)	172,2	174,6	179,5	187,2	188,2	191,0
All outlet temperature	(°C)	527	541	541	541	541	541
All outlet temperature	(°C)	510	541	541	541	541	541
Feedwater temperature at Econ. inlet	(°C)	202	233	256	275	277	280
Fuel gas consumption	(kg/H)	10,700	18,900	27,100	35,500	36,400	39,000
High heat calorific value	(kcal/kg)	12,708	12,708	12,708	12,708	12,708	12,708
Air flow at All inlet	(kg/H)	259,900	408,500	548,900	709,500	727,400	755,010
Air flow at All outlet	(kg/H)	223,000	360,000	492,800	644,800	661,200	688,960
Gas flow at All inlet	(kg/H)	233,700	378,900	519,900	630,300	697,600	726,890
Gas flow at All outlet	(kg/H)	270,600	427,400	576,100	745,000	763,800	795,940
Excess air	(%)	24	13	8	8	8	8
CO ₂ leaving steam generator (Dry gas)	(%)	9,6	10,6	11,1	11,1	11,1	11,1

PERFORMANCE DATA OF STEAM GENERATOR (4/6)		Insert all data in these columns					
		Oil Firing					
Items	Unit	50 MW ECR	100 MW ECR	150 MW ECR	200 MW ECR	200 MW MCR	BOILER MCR (EXTENDED LOAD)
Feedwater flow	(kg/H)	186,126	300,265	459,897	644,047	665,907	
H spray water flow	(kg/H)	0	10,000	2,000	0	0	
H spray water flow	(kg/H)	0	0	0	0	0	
as temp. at furnace outlet	(°C)	1,030	1,200	1,302	1,396	1,402	
as temp. at EH inlet	(°C)	612	736	817	876	880	
as temp. at EH outlet	(°C)	294	366	383	401	402	
as temp. at Econ. inlet	(°C)	441	509	565	612	616	
as temp. at Econ. outlet	(°C)	315	348	365	389	391	
as temp. at SH outlet	(°C)	132	142	146	151	151	
fr temp. at FDF outlet	(°C)	34.5	35	36	40	41	
fr temp. at SCAM outlet	(°C)	88	88	84	79	79	
fr temp. at AH outlet	(°C)	294	322	334	351	354	
Number of burners in use		12	14	18	20	20	
Draft at FDF outlet	(mm H ₂ O)	134	310	516	827	875	
Draft at wind box	(mm H ₂ O)	108	250	405	634	672	
Draft at furnace	(mm H ₂ O)	54	143	293	493	525	
Draft at Econ outlet	(mm H ₂ O)	6	55	137	268	286	
Draft at AH outlet	(mm H ₂ O)	-16	18	66	141	151	
Draft at stack inlet	(mm H ₂ O)	-29	-13	9	44	49	
Solids in steam at SH outlet	(ppm)						

PERFORMANCE DATA OF STEAM GENERATOR

(3/6)

Insert all data in these columns

Oil Firing

Items	Unit	50 MW ECR	100 MW ECR	150 MW ECR	200 MW ECR	200 MW MCR	BOILER MCR (EXTENDED LOAD)
Steam generator	(kg/H)	178,326	307,265	461,897	644,047	665,907	
Bar pressure	(kg/cm ² /g)	170.3	172.6	177.2	185.1	186.3	
Oil outlet pressure	(kg/cm ² /g)	169.4	170.2	171.6	173.9	174.3	
Air inlet pressure	(kg/cm ² /g)	9.4	15.7	23.3	32.1	32.9	
Air outlet temperature	(kg/cm ² /g)	172.3	174.8	179.9	188.7	190.0	
Air outlet temperature	(°C)	497	541	541	520	518	
Air outlet temperature	(°C)	462	541	541	541	541	
Feedwater temperature at Econ. inlet	(°C)	204	234	257	277	279	
Oil oil consumption	(kg/H)	12,600	22,100	31,700	41,600	42,700	
Oil heat calorific value	(kcal/kg)	10,400	10,400	10,400	10,400	10,400	
Air flow at AH inlet	(kg/H)	249,000	400,200	536,600	696,200	714,500	
Air flow at AH outlet	(kg/H)	219,300	352,200	481,200	632,200	648,800	
Air flow at AH inlet	(kg/H)	231,800	374,400	512,900	673,800	691,500	
Cool air	(%)	24	13	8	8	8	
Leaving steam generator	(%)	12.5	13.8	14.5	14.5	14.5	

PERFORMANCE DATA OF STEAM GENERATOR		Insert all data in these columns					
		Gas Firing					
Items	Unit	50 MW ECR	100 MW ECR	150 MW ECR	200 MW ECR	200 MW MCR	BOILER MCR (EXTENDED LOAD)
feedwater flow	(kg/H)	167,618	257,756	390,960	539,591	554,232	579,000
fl spray water flow	(kg/H)	0	40,000	55,000	71,000	75,000	81,000
fl spray water flow	(kg/H)	0	0	0	0	0	0
as temp. at furnace outlet	(°C)	1,202	1,392	1,502	1,562	1,592	1,602
as temp. at RH inlet	(°C)	624	743	833	917	926	930
as temp. at RH outlet	(°C)	337	352	363	374	373	374
as temp. at Econ. inlet	(°C)	368	489	576	654	662	665
as temp. at AH outlet	(°C)	85	102	117	130	132	133
air temp. at FDF outlet	(°C)	34,5	35	36	40	41	41
air temp. at SCAH outlet	(°C)	34,5	35	36	40	41	41
air temp. at AH outlet	(°C)	246	297	329	351	355	355
number of burners in use		12	20	20	20	20	20
draft at FDF outlet	(mm H ₂ O)	154	225	394	847	900	996
draft at wind box	(mm H ₂ O)	131	165	281	651	695	775
draft at furnace	(mm H ₂ O)	46	129	208	521	558	625
draft at Econ outlet	(mm H ₂ O)	7	59	82	267	283	314
draft at AH outlet	(mm H ₂ O)	-9	22	65	137	146	164
draft at stack inlet	(mm H ₂ O)	-20	-7	10	43	47	55
solid in steam at SH outlet	(ppm)						

DESIGNATION		D _O	X	T	MATERIAL	T _{min}	
Secondary Economizer		50.8	x	4.9	STB	42	4.65
Primary Economizer		50.8	x	4.9	STB	42	4.65
Primary SH	- Inlet section	50.8	x	5.4	STB	42	5.31
	- Outlet section	50.8	x	6.0	STB	42	5.93
Secondary SH	- HGTB Inlet section	31.8	x	4.4	SUS347 HTB		3.29
	- HGTB Outlet section	38.1	x	4.4	STBA	27	3.83
	- HGTB Outlet stub	38.1	x	6.9	STBA	24	4.09
	- Intermediate sect.	38.1	x	8.7	STBA	27	8.17
	- Vertical section	38.1	x	6.9	STBA	27	5.66
	- Outlet stub	38.1	x	7.5	STBA	24	7.32
Final SH	- Inlet Stub	38.1	x	3.9	STBA	22	3.67
	- 1st inlet section	38.1	x	4.9	STBA	24	4.27
	- 2nd inlet section	38.1	x	6.9	STBA	24	6.29
	- Intermediate sect.	38.1	x	4.9	SUS347 HTB		4.08
	- Outlet section	38.1	x	5.4	SUS347 HTB		4.81
	- Outlet stub	45.0	x	8.2	STBA	24	8.08
RH	- Inlet section	63.5	x	4.0	STB	42	2.44
	- Intermediate sect.	57.0	x	3.4	STBA	24	2.13
	- Vertical	45.0	x	4.4	STBA	24	2.77
	- Outlet section	45.0	x	3.4	SUS347 HTB		2.22
	- Outlet stub	45.0	x	3.4	STBA	24	2.28

```
uses crt;  
type  
    ilt = array[1..25] of real;  
    str1 = array[1..25] of string[10];  
  
var  
    t1,t2,tt1,tt2,n,ls,lb,d0,p,l : ilt;  
    tm,tg,ta,a,b : ilt;  
    ts,td,tl,ag,w,gg,tf : ilt;  
    bag : str1;  
    x1,bg1 : integer;  
  
begin  
    clrscr;  
    write('berapa bagian yang diinputkan ? ');  
    readln(bg1);  
    for x1:=1 to bg1 do  
    begin  
        write('Nama Bagian = ');  
        readln(bag[x1]);  
    end;  
    for x1:=1 to bg1 do  
  
    begin  
        writeln('Input bagian ', x1);  
        write ('Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = ');  
        readln(t1[x1]);  
        write ('Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = ');  
        readln(t2[x1]);  
        write ('Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = ');
```

```
readln(tt1[x1]);
write ('Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = ');
readln(tt2[x1]);

write ('Jumlah baris pipa (n) = ');
readln(n[x1]);
write ('Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (= ');
readln(ls[x1]);
write ('Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (= ');
readln(lb[x1]);
write ('Diameter luar pipa (d0) = ');
readln(d0[x1]);
write ('Panjang saluran (p) = ');
readln(p[x1]);
write ('Lebar saluran (l) = ');
readln(l[x1]);

end;

for x1:=1 to bg1 do
begin

{Perhitungan untuk menentukan Tm dan Ts}
    tg[x1]:=t1[x1]-tt2[x1];
    ta[x1]:=t2[x1]-tt1[x1];

    tm[x1]:=(tg[x1]-ta[x1])/ln(tg[x1]/ta[x1]);
    ts[x1]:=(tt1[x1]+tt2[x1])/2;

{Perhitungan untuk menentukan nilai dari K}
```

```
a[x1]:=ls[x1]/d0[x1];
b[x1]:=lb[x1]/d0[x1];

{Perhitungan untuk menentukan nilai Kre dan Fpp}
tf[x1]:=(2*ts[x1]+tm[x1])/2;
end;

clrscr;
writeln('||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||');
writeln('Bagian':10,'Tm':13,'Ts':11,'A':12,'B':12,'Tf':11);
writeln('||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||');
for x1:=1 to bg1 do
begin

writeln(bag[x1]:10,Tm[x1]:15:4,Ts[x1]:12:4,a[x1]:12:4,b[x1]:11:4,tf[x1]:12:4);
end;
repeat until keypressed;
end.
```

Berapa bagian dari sistem ? 5

Nama Bagian = EKONOMISER

Nama Bagian = REHEATER

Nama Bagian = PRIMARY SH

Nama Bagian = SECOND. SH

Nama Bagian = FINALLY SH

Input bagian 1

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1133.6

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 732.2

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 530.6

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 612.5

Jumlah baris pipa (n) = 79

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 90

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 94.5

Diameter luar pipa (d0) = 50.8

Input bagian 2

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1608.8

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 753.8

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 607.82

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 1014.44

Jumlah baris pipa (n) = 116

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 57

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 94.5

Diameter luar pipa (d0) = 45

Input bagian 3

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1608.8

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 1133.6

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 666.5

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 689

Jumlah baris pipa (n) = 57

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 89

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 189

Diameter luar pipa (d0) = 50.8

Input bagian 4

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 2544.8

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 2151.05

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 694.58

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 837.14

Jumlah baris pipa (n) = 28

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 50.8

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 187

Diameter luar pipa (d0) = 38.1

Input bagian 5

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 2151.05

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 1608.8

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 847.76

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 998.6

Jumlah baris pipa (n) = 28

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 50.8

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 187

Diameter luar pipa (d0) = 38.1

Berapa bagian dari sistem ? 5

Nama Bagian = EKONOMISER

Nama Bagian = REHEATER

Nama Bagian = PRIMARY SH

Nama Bagian = SECOND. SH

Nama Bagian = FINALLY SH

Input bagian 1

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1209.2

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 741.2

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 534.02

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 612.5

Jumlah baris pipa (n) = 79

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 90

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 94.5

Diameter luar pipa (d0) = 50.8

Input bagian 2

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1682.6

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 705.2

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 624.2

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 1005.8

Jumlah baris pipa (n) = 116

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 57

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 94.5

Diameter luar pipa (d0) = 45

Input bagian 3

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 1682.6

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 1209.2

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 666.5

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 705.74

Jumlah baris pipa (n) = 57

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 89

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 189

Diameter luar pipa (d0) = 50.8

Input bagian 4

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 2843.6

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 2181.2

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 699.08

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 877.64

Jumlah baris pipa (n) = 28

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 50.8

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 187

Diameter luar pipa (d0) = 38.1

Input bagian 5

Temperatur gas masuk ke susunan pipa (t1) = 2151.05

Temperatur gas keluar dari susunan pipa (t2) = 1608.8

Temperatur air/uap masuk ke susunan pipa (tt1) = 847.76

Temperatur air/uap keluar dari susunan pipa (tt2) = 998.6

Jumlah baris pipa (n) = 28

Jarak rata-rata antar pipa tranversal ls (=) 50.8

Jarak rata-rata antar pipa longitudinal lb (=) 187

Diameter luar pipa (d0) = 38.1

Bahan bakar residual oil

Bagian	Tm	Ts	A	B	Tf
EKONOMISER	336.4375	571.5500	1.7717	1.8602	739.7687
REHEATER	322.3745	811.1300	1.2667	2.1000	972.3173
PRIMARY SH	668.0806	677.7500	1.7520	3.7205	1011.7903
SECOND. SH	1578.7359	765.8600	1.3333	4.9081	1555.2279
FINALLY SH	943.2487	923.1800	1.3333	4.9081	1394.8044

Bahan bakar natural gas

Bagian	Tm	Ts	A	B	Tf
EKONOMISER	368.2267	573.2600	1.7717	1.8602	757.3733
REHEATER	280.6500	815.0000	1.2667	2.1000	955.3250
PRIMARY SH	738.6300	686.1200	1.7520	3.7205	1055.4355
SECOND. SH	1712.6640	788.3600	1.3333	4.9081	1634.3320
FINALLY SH	1004.8900	918.1400	1.3333	4.9081	1420.5850

```
uses crt;  
type  
    ilt = array[1..25]    of real;  
    str1 = array[1..25]    of string[10];  
  
var  
    l,k,Uc,gg,w,Ur,td,tl,Fpp,Fa,n,Sb,d0,p,Ug : ilt;  
    fc,wg,pgg,pd0 :real;  
    ag,Rf,tm,sp,pp,fs,q,pc,Urg,Ucg,Ut : ilt;  
    bag : str1;  
    x1,bg1 : integer;  
  
begin  
    clrscr;  
    write('Jumlah bagian dari sistem ? ' );  
    readln(bg1);  
    for x1:=1 to bg1 do  
  
    begin  
        write('Nama Bagian = ' );  
        readln(bag[x1]);  
    end;  
    for x1:=1 to bg1 do  
    begin  
        writeln('Input bagian ', x1);  
        write ('Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = ' );  
        readln(wg);  
        write ('Kebutuhan bahan bakar (fc) = ' );  
        readln(fc);
```

```
write ('Diameter luar pipa (D0) = ');
readln(d0[x1]);
write ('Jumlah baris pipa (n) = ');
readln(n[x1]);
write ('Panjang pipa(Pp) = ');
readln(pp[x1]);
write ('Panjang saluran (P) = ');
readln(p[x1]);
write ('Lebar saluran (L) = ');
readln(L[x1]);

write ('Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = ');
readln(tm[x1]);
write ('Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = ');
readln(k[x1]);
write ('Koefisien thermal radiasi (Ur) = ');
readln(ur[x1]);
write ('Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = ');
readln(fpp[x1]);
write ('Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = ');
readln(fa[x1]);

write ('Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = ');
readln(sb[x1]);
write ('Tahanan karena pengotoran total (Rf) = ');
readln(rf[x1]);
clrscr;
end;

for x1:=1 to bg1 do
```

```
begin
```

```
{Menetukan besarnya koef. perpindahan panas radiasi}
```

```
Sp[x1]:=pi*d0[x1]*0.001*n[x1]*pp[x1];
```

```
Fs[x1]:=(sb[x1]-sp[x1])/sb[x1];
```

```
Urg[x1]:=k[x1]*Fs[x1]*Ur[x1];
```

```
{Menetukan besarnya koef. perpindahan panas konveksi}
```

```
td[x1]:=d0[x1]*0.001*n[x1]*pp[x1];
```

```
tl[x1]:=p[x1]*l[x1];
```

```
ag[x1]:=(tl[x1]-td[x1])*sqr(3.2808);
```

```
w[x1]:=fc*wg*(2.2046);
```

```
gg[x1]:=w[x1]/ag[x1];
```

```
Pgg:=Exp(Ln(gg[x1])*0.61);
```

```
Pd0:=Exp(Ln(d0[x1]/304.8)*0.39);
```

```
Uc[x1]:=0.287*Pgg/Pd0;
```

```
Ucg[x1]:=Uc[x1]*fa[x1]*fpp[x1];
```

```
{Menetukan besarnya koef. perpindahan total}
```

```
Ug[x1]:=Ucg[x1]+Urg[x1];
```

```
Ut[x1]:=Ug[x1]/((Ug[x1]*rf[x1])+1);
```

```
q[x1]:=Ut[x1]*sb[x1]*sqr(3.2808)*tm[x1];
```

```
{Menetukan persentase panas terpakai}
```

```
pc[x1]:=(q[x1]/1741022756)*100;
```

```
end;
```

```
clrscr;
```

```
writeln('||||||||||||||||||||||||||||||||||||||||'||');
```

```
writeln('Bagian':10,'Urg':13,'Ucg':14,'Ut':12,'Q':12,'Pc':15);
```

```
writeln('||||||||||||||||||||||||||||||||||||'||);  
  
for x1:=1 to bg1 do  
begin  
  
writeln(bag[x1]:10,Urg[x1]:15:4,Ucg[x1]:12:4,Ut[x1]:12:4,Q[x1]:15:2,Pc[x1]:12:4  
);  
end;  
repeat until keypressed;  
  
end.
```

Input bagian 1

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 15.949

Kebutuhan bahan bakar (fc) = 41600

Diameter luar pipa (D0) = 50.8

Jumlah baris pipa (n) = 79

Panjang pipa(Pp) = 2.34

Panjang saluran (P) = 2.52

Lebar saluran (L) = 11.0595

Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 368.4370

Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.3

Koefisien thermal radiasi (Ur) = 3.0

Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1142

Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 1.0009

Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 2210

Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0155

Input bagian 2

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 15.949

Kebutuhan bahan bakar (fc) = 41600

Diameter luar pipa (D0) = 45

Jumlah baris pipa (n) = 116

Panjang pipa(Pp) = 4.0485

Panjang saluran (P) = 4.2525

Lebar saluran (L) = 11.0595

Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 322.3745

Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.28

Koefisien thermal radiasi (Ur) = 5.3

Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1265

Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.82

Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 6200

Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0155

Input bagian 3

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 15.949

Kebutuhan bahan bakar (fc) = 41600

Diameter luar pipa (D0) = 50.8

Jumlah baris pipa (n) = 57

Panjang pipa(Pp) = 2.34

Panjang saluran (P) = 2.52

Lebar saluran (L) = 11.0515

Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 668.0803

Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.53

Koefisien thermal radiasi (Ur) = 5.72

Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1271

Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.8345

Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 1680

Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0155

Input bagian 4

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 15.949
 Kebutuhan bahan bakar (fc) = 41600
 Diameter luar pipa (D0) = 38.1
 Jumlah baris pipa (n) = 28
 Panjang pipa(Pp) = 4.0485
 Panjang saluran (P) = 3.9475
 Lebar saluran (L) = 11.0515
 Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 1557.8741
 Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.46
 Koefisien thermal radiasi (Ur) = 11.8
 Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1425
 Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.7788
 Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 1050
 Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0155

Input bagian 5

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 15.949
 Kebutuhan bahan bakar (fc) = 41600
 Diameter luar pipa (D0) = 38.1
 Jumlah baris pipa (n) = 28
 Panjang pipa(Pp) = 3.9475
 Panjang saluran (P) = 4.2525
 Lebar saluran (L) = 11.0515
 Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 943.2487
 Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.45
 Koefisien thermal radiasi (Ur) = 9.5286
 Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1390
 Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.7630
 Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 820
 Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0155

Bagian	Urg	Ucg	Ut	Q	Pc
Ekonomiser	0.8880	15.0759	12.7973	102400474.6	5.8816
Reheater	1.4681	11.6673	10.9121	234758041.8	13.4839
Primary SH	2.9931	12.9032	12.7520	154055271.9	8.8486
Second. SH	5.3596	9.8059	12.2775	218956324.5	12.5763
Finally SH	4.2188	9.3710	11.2239	93442473.2	5.3671

Input bagian 1

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 20.1223
Kebutuhan bahan bakar (fc) = 35500
Diameter luar pipa (D0) = 50.8
Jumlah baris pipa (n) = 79
Panjang pipa(Pp) = 2.34
Panjang saluran (P) = 2.52
Lebar saluran (L) = 11.0595
Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 368.2267
Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.31
Koefisien thermal radiasi (Ur) = 3.62
Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.12
Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 1.0078
Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 2210
Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0056

Input bagian 2

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 20.1223
Kebutuhan bahan bakar (fc) = 35500 .
Diameter luar pipa (D0) = 45
Jumlah baris pipa (n) = 116
Panjang pipa(Pp) = 4.0485
Panjang saluran (P) = 4.2525
Lebar saluran (L) = 11.0595
Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 280.6500
Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.3
Koefisien thermal radiasi (Ur) = 5.15
Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.128
Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.8079
Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 6200
Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0056

Input bagian 3

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 20.1223
Kebutuhan bahan bakar (fc) = 35500
Diameter luar pipa (D0) = 50.8
Jumlah baris pipa (n) = 57
Panjang pipa(Pp) = 2.34
Panjang saluran (P) = 2.52
Lebar saluran (L) = 11.0515
Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 738.6300
Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.6
Koefisien thermal radiasi (Ur) = 6.00
Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.129
Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.8363
Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 1680
Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0056

Input bagian 4

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 20.1223

Kebutuhan bahan bakar (fc) = 35500

Diameter luar pipa (D0) = 38.1

Jumlah baris pipa (n) = 28

Panjang pipa(Pp) = 4.0485

Panjang saluran (P) = 3.9475

Lebar saluran (L) = 11.0515

Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 1712.6640

Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.52

Koefisien thermal radiasi (Ur) = 11.8

Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.138

Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.7765

Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 1050

Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0056

Input bagian 5

Berat gas per Kg bahan bakar (wg) = 20.1223

Kebutuhan bahan bakar (fc) = 35500

Diameter luar pipa (D0) = 38.1

Jumlah baris pipa (n) = 28

Panjang pipa(Pp) = 3.9475

Panjang saluran (P) = 4.2525

Lebar saluran (L) = 11.0515

Beda temperatur rata-rata logaritmik (Tm) = 1004.89

Faktor koreksi pengaruh dari bahan bakar dan susunan pipa (K) = 0.52

Koefisien thermal radiasi (Ur) = 9.6

Faktor koreksi untuk sifat-sifat fisik pada kondisi Tf (Fpp) = 0.1425

Faktor koreksi untuk susunan pipa (Fa) = 0.7557

Luasan permukaan perpindahan panas (Sb) = 820

Tahanan karena pengotoran total (Rf) = 0.0056

Bagian	Urg	Ucg	Ut	Q	Pc
Ekonomiser	1.1072	16.6854	16.1747	141677996.6	7.7534
Reheater	1.5285	12.1675	12.6381	236699879.1	12.9536
Primary SH	3.5543	13.7292	15.6325	208796961.6	11.4266
Second. SH	6.0587	9.9046	14.5443	281522950.0	15.4065
Finally SH	4.9116	9.9536	13.6272	120864433.1	6.6144

Bahan bakar residual oil

Bagian	Urg	Ucg	Ut	Q	Pc
Ekonomiser	0.8880	15.0759	12.7973	102400474.6	5.8816
Reheater	1.4681	11.6673	10.9121	234758041.8	13.4839
Primary SH	2.9931	12.9032	12.7520	154055271.9	8.8486
Second. SH	5.3596	9.8059	12.2775	218956324.5	12.5763
Finally SH	4.2188	9.3710	11.2239	93442473.2	5.3671

Bahan bakar natural gas

Bagian	Urg	Ucg	Ut	Q	Pc
Ekonomiser	1.1072	16.6854	16.1747	141677996.6	7.7534
Reheater	1.5285	12.1675	12.6381	236699879.1	12.9536
Primary SH	3.5543	13.7292	15.6325	208796961.6	11.4266
Second. SH	6.0587	9.9046	14.5443	281522950.0	15.4065
Finally SH	4.9116	9.9536	13.6272	120864433.1	6.6144

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
S U R A B A Y A

LEMBAR EVALUASI PRESENTASI KE DUA TUGAS AKHIR
(TN 1701)

Setelah membaca, mempelajari dan menimbang presentasi ke dua tugas akhir yang dilaksanakan oleh

Nama : RUDI Nurakhman ?
Nrp : 4914200305
Judul : Analisa Pengaruh Penggunaan Natural Gas dibandingkan dengan minyak residu tld. efisiensi Panter
Tanggal SK TA : 15/06/2018
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Asianto.
2.

maka tim dosen menilai bahwa pekerjaan tugas akhir tersebut sampai dengan hari ini mencapai 70 % dari keseluruhan tugas dan memutuskan mahasiswa tersebut diatas (Lingkari salah satu pilihan dibawah ini)

- ① Dapat melanjutkan dan mengikuti presentasi ke tiga
2. Dapat melanjutkan namun belum dapat mengikuti presentasi ke tiga serta memperpanjang waktu penggerjaan selama bulan
3. Tidak dapat mengikuti presentasi ke tiga serta mengganti judul baru

CATATAN :

- Dapat dilanjutkan
- Residu oil mempunyai efisiensi
lebih baik dari natural gas ;
Teknologi

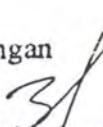
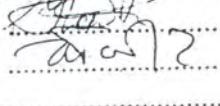
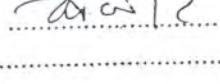
Surabaya,

Menyetujui tim dosen penilai

N a m a

1. Bambang Suparyatno (ketua)
2. Asianto (Dosen Pembimbing)
3. Wayan Lingsi
4. ERIK SEPRAJITNO
5. Eddy Setyo E
6. Mawraek
7.

Tanda Tangan

1. 
2. 
3. 
4. 
5. 
6. 
7.

Tanda tangan Mahasiswa





**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL**

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5948757, Fax. 5947254

DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Judul karya tulis :

**ANALISA PENGARUH PENGGUNAAN NATURAL GAS DIBANDINGKAN
DENGAN MINYAK RESIDU TERHADAP EFISIENSI BOILER.**

Dosen Pembimbing : Ir. Asianto
Nama : Rudi Nurakhman P.
Nomor Pokok : 4914200305
Tanggal diberikan tugas : 12 Pebruari 1996
Tanggal selesai tugas :

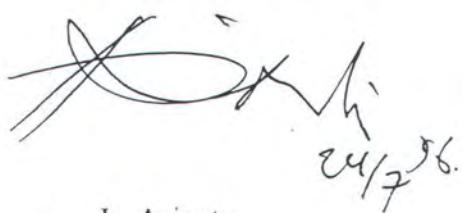
No	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN	No	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN
1	27.3.199 6	Penjelasan proposal	✓	8	09.7.199 6	Penyusunan buku : Bab I dan Bab II	✓
2	02.4.199 6	Konsep dasar pengerjaan	✓	9	15.7.199 6	Analisa hasil perhitungan.	✓
3	09.4.199 6	Bagan (flow chart) proses	✓	10	17.7.199 6	Analisa dan kesimpulan	✓
4	25.4.199 6	Faktor pengotoran pipa	✓	11			
5	20.5.199 6	Analisa hasil proses pembakaran	✓	12			
6	27.5.199 6	Perhitungan kehilangan panas	✓	13			
7	10.6.199 6	Perhitungan koefisien per. panas.	✓	14			

Catatan :

Siap untuk diujikan	✓
Belum siap untuk diujikan	
Waktu tugas diperpanjang	
Tugas dibatalkan	

Surabaya, Juli 1996

Dosen Pembimbing


24/7/96

Ir. Asianto

NIP . 131 128 952